Aufbau eines optisch zugänglichen Einzylinder-Viertaktmotors und charakterisierende Messungen

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

genehmigte Dissertation

von

Dennis Bensing

aus

Herne

Referent: Prof. Dr. Christof Schulz

Korreferent: Prof. Dr. Sebastian Kaiser

Tag der mündlichen Prüfung: 10. Dezember 2013

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennung und Gasdynamik der Universität Duisburg-Essen.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Christof Schulz für das mir entgegengebrachte Vertrauen, seine kontinuierliche Unterstützung und zahlreiche wertvolle Ratschläge über den gesamten Zeitraum meiner Tätigkeit.

Weiterhin bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Sebastian Kaiser für die Übernahme des Koreferats meiner Arbeit sowie für zahlreiche Anregungen und fachliche Diskussionen, die sehr zum Gelingen der vorliegenden Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt meinen Kolleginnen und Kollegen Jörg Albrecht, Natascha Schlösser, Beate Endres, Birgit Nelius, Dieter Hermanns, Ludger Jerig sowie dem gesamten Team der mechanischen Werkstatt für ihre kompetente und verständnisvolle Unterstützung bei allen technischen Fragestellungen, mögen sie auch noch so ungewöhnlich gewesen sein. Weiterhin bedanken möchte ich mich bei den Kolleginnen und Kollegen Christopher Gessenhardt, Benjamin Tribalet, Christian Meffert, Daniel Greszik, Martin Schild, Martin Leschowski, My Yen Luong, Axel Hoffmann, Frank Zimmermann, Burkhard Lewerich, Philipp Barth, Martin Goschütz, Hans Orthner, Hartmut Wiggers, Thomas Dreier, Ralf Starke, Ingo Plümel, Sonja Hartner, Markus Röder, Sebastian Wiemann und Benjamin Witzel sowie Barbara Graf und Barbara Nota, die mich durch fachlichen Rat, tatkräftige Mitarbeit bei zahlreichen Experimenten, organisatorische Hilfestellung oder in anderer Hinsicht unterstützt und so zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Nicht zuletzt möchte ich mich auch bei den Studenten Jan Menser, Nils Nouvertne, Rico Thelen, Pascal Thelen, Frederik Lehmann, Bernd Barra, Kari Holve, Andreas Windel, Frank Musilak, Marko Barthel, Florian Steiner, Abhishek Kushwaha, Andrew Friedman, Ricardo Avila und Sean Zeek bedanken, die durch Studien- und Diplomarbeiten oder ihre Tätigkeiten als studentische Hilfskräfte einen unverzichtbaren Beitrag geleistet haben.

Meiner Familie und meinen Freunden möchte ich abschließend für ihre geduldige und verständnisvolle Begleitung sowie ihre mentale Unterstützung im Verlauf der Arbeit danken.

Bochum, im Januar 2014



Und aus dem Chaos sprach eine Stimme zu mir: Lächle und sei froh, es könnte schlimmer kommen! Und ich lachte und war froh – denn es kam schlimmer.

Otto Waalkes

Zusammenfassung

Verbrennungsmotoren leisten im alltäglichen Leben unschätzbare Dienste und sind ein Garant für zuverlässigen Waren- und Personentransport. Durch die zu ihrem Betrieb verwendeten, meist fossilen Brennstoffe werden jedoch Emissionen des klimaschädigenden Gases Kohlendioxid freigesetzt. Außerdem werden im Verlauf der Verbrennung weitere gasförmige Substanzen, wie Stickoxide, Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe gebildet, die sowohl die Umwelt als auch den Menschen schädigen. Daher besteht eines der vorrangigen Ziele bei der Entwicklung moderner Motoren in der Verringerung des Verbrauchs und in der Realisierung möglichst schadstoffarmer Brennverfahren.

Der im Rahmen dieser Arbeit aufgebaute, in Betrieb genommene und charakterisierte Einzylinder-Viertaktmotor kann durch seine vielfältigen optischen Zugänge sowie seinen flexiblen Aufbau zur Entwicklung effizienter und schadstoffarmer Brennverfahren eingesetzt werden. Er verfügt sowohl über einen ringförmigen optischen Zugang zum Brennraum als auch über ein Kolbenfenster, wodurch insgesamt der größte Teil des Brennraumes für optische Untersuchungen zugänglich wird. Durch zusätzliche endoskopische Zugänge können neue endoskopische Messtechniken erprobt und mit den großflächigen optischen Zugängen unter gleichen Randbedingungen verglichen werden. Vielseitige Einstellmöglichkeiten und verschiedene Kraftstoffeinspritzsysteme ermöglichen die Nachbildung aktueller und die Entwicklung neuer Brennverfahren zur eingehenden optischen Untersuchung, wobei die optischen Messungen durch Indizierung des Zylinder-, Saugrohr- und Abgasdrucks sowie umfangreiche Betriebsgrößenmessungen ergänzt werden.

Zur Charakterisierung des Motors wurden Untersuchungen zum Brennfortschritt in einem fremdgezündeten Betriebspunkt anhand des von der Flamme emittierten Chemilumineszenzsignals (OH*) sowie anhand laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) von im Laufe der Kompression und Verbrennung gebildetem Formaldehyd (CH_2O) durchgeführt. Weiterhin wurde ein für eine schadstoffarme Verbrennung besonders interessanter selbstzündender Betriebspunkt realisiert und mit endoskopischen Messungen des OH*-Signals sowie der CH_2O-Fluoreszenz untersucht. Hierbei konnte die Entstehung und der Abbau von CH_2O im Verlauf des gesamten Zyklus beobachtet und zusätzlich Emissionsquellen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Brennraum identifiziert werden. Zur Charakterisierung der verwendeten Direkteinspritzdüse wurden sowohl mit Hilfe der großflächigen optischen Zugänge als auch mit Hilfe der endoskopischen Zugänge Streulichtmessungen am Kraftstoffspray durchgeführt und verglichen.

Abstract

Combustion engines are of invaluable importance for the reliable transportation of goods and passengers in everyday life. However, due to the fossil fuels used for their operation, leading to the release of climate-damaging carbon dioxide emissions. Additionally, during the process of combustion, other gaseous substances like nitric oxides, carbon monoxide and unburned hydrocarbons which are harmful both to the environment and human beings are formed. For these reasons, the reduction of fuel consumption as well as the development of combustion processes with as low pollutant production as possible are predominant targets in the development of modern combustion engines.

Due to its excellent optical accessibility and operational flexibility, the optically accessible engine which was built up, commissioned and characterized within the scope of this work is capable to contribute to the development of efficient and low emission producing combustion processes. To allow for optical access to the combustion chamber, the engine is equipped with both an annular optical access and a piston window, thus enabling the assessment of most regions within the combustion chamber. Furthermore, additional endoscopic accesses allow for the testing of newly developed endoscopic measurement techniques and for a comparison of the results with findings obtained by large scale optical investigations under the same operating boundary conditions. Due to various possible operational settings of the engine hardware and the possibility of applying different fuel injection systems, the reproduction of state of the art combustion processes as well as the development of new techniques for subsequent optical assessment are possible, while all these investigations are supplemented by indication measurements of the cylinder, intake and exhaust pressures as well as numerous measurements of the operating conditions.

For characterization of the engine, investigations of flame propagation in a spark–ignited operation mode were conducted using the chemiluminescence signal (OH*) emitted by the flame as well as laser induced fluorescence (LIF) of formaldehyde (CH_2O) occurring during compression and ignition. Moreover, a low pollutant producing self ignition operation mode was implemented and investigated with endoscopic assessment of the OH*-signal and CH_2O-fluorescence. In the scope of these measurements, the formation and consumption of CH_2O could be observed during the whole combustion cycle and sources of unburned hydrocarbons in the combustion chamber could be identified. In order to characterize the utilized direct injection fuel injector, comparative light scattering measurements of fuel spray using the large scale optical accesses and endoscopic measurements were conducted.

Inhaltsverzeichnis



Nomenklatur

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung/Abgasrückführrate
BTL	Biomass to Liquid
CAI	Controlled Auto Ignition
CFD	Computational Fluid Dynamics
CLD	Chemilumineszenzdetektor
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO_2	Kohlenstoffdioxid
CRFD	Computational Reaction Fluid Dynamics
CTL	Coal to Liquid
DEHS	Diethylhexylsebakat
DICU	Direct-Injection Control Unit
EB	Einspritzbeginn
ETBE	Ethyl-*tert*-Butylether
ETU	Engine Timing Unit
FAME	Fatty Acid Methyl Ester
FDM	Finite Differenzen Methode
FEM	Finite Element Methode
FID	Flammenionisationsdetektor
FVM	Finite Volumen Methode
GTL	Gas to Liquid
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
IFKM	Institut für Kolbenmaschinen (Karlsruher Institut für Technologie)
IVG	Institut für Verbrennung und Gasdynamik (Universität Duisburg-Essen)
KFZ	Kraftfahrzeug
LDA	Laser Doppler Anemometrie
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LII	Laserinduzierte Inkandeszenz
LNG	Liquefied Natural Gas
LOT	Ladungswechsel-OT
LPG	Liquefied Petroleum Gas
MTBE	Methyl-*tert*-Butylether
NDIR	Nicht-Dispersiver Infrarot-Detektor
NDUV	Ultraviolett-Resonanzabsorptionsdetektor
NO_x	Stickoxide
OT	Oberer Totpunkt
PDA	Phasen Doppler Anemometrie
PIV	Particle Image Velocimetry
PMD	Paramagnetischer Detektor

PRF	Primary Reference Fuel
TDLAS	Tunable Diodelaser Absorption Spectroscopy
TEM	Transmissionselektronenmikroskop
UT	Unterer Totpunkt
UV	Ultraviolett
VANOS	Variable Nockenwellensteuerung
VTG	Variable Turbine Geometry
ZOT	Zündungs-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

Symbole

Symbol	Bezeichnung
A_{21}	Einsteinkoeffizient der spontanen Emission
B_{12}	Einsteinkoeffizient der Absorption
c	Lichtgeschwindigkeit ($c = 2{,}9979 \times 10^{8}$ m/s)
d	Partikeldurchmesser
$E_{1/2}$	Energie des angeregten Zustands (Molekül)
h	Planck'sches Wirkungsquantum ($h = 6{,}63 \times 10^{-34}$ Js)
I_L	Laserleistung
m_a	Masse der dem Motor zugeführten Frischladung
m_b	Kurzschlussmasse
$\dot{m}_B$	Brennstoffmassenstrom
m_L	Für die Verbrennung tatsächlich verfügbare Luftmasse
$m_{L,\mathrm{st}}$	Für stöchiometrische Verbrennung erforderliche Luftmasse
m_{th}	Masse der theoretisch zuführbaren Frischladung
m_z	Masse der Frischladung im Zylinder
n	Motordrehzahl
n_A	Anzahl der Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung
p	Druck
$p_{1\ldots4}$	Zylinderdruck bei ausgezeichneten Zeitpunkten des Kreisprozesses
P_e	effektive Leistung
P_i	indizierte Leistung
p_i	Indizierter Druck
P_{LIF}	Fluoreszenzleistung
$p_{m\mathrm{i}}$	Indizierter Mitteldruck
P_r	Reibleistung
p_u	Umgebungsdruck
Q_{21}	Quenchrate
s	Kolbenweg
T	Temperatur
V	Messvolumen
V_c	Totraumvolumen
V_h	Hubvolumen
ΔE	Energiedifferenz angeregter Molekülzustände
Δh_u	Unterer Heizwert

ε	Verdichtungsverhältnis
Φ	Fluoreszenzquantenausbeute
η_e	Effektiver Wirkungsgrad
η_G	Gütegrad
η_i	Innerer Wirkungsgrad
η_m	Mechanischer Wirkungsgrad
η_{th}	Thermodynamischer Wirkungsgrad allgemein
$\eta_{th,\nu}$	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozess
$\eta_{th,\nu p}$	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Seiliger-Prozess
$\eta_{th,p}$	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozess
κ	Isentropenkoeffizient
λ	Luftverhältnis (Motoren)/ Wellenlänge des Lichts (optische Messungen)
λ_a	Luftaufwand
λ_l	Liefergrad
ν	Frequenz des Lichts
ρ_G	Gasdichte
Ω	Beobachtungsraumwinkel

1 Einleitung

Seit der Erfindung der Verbrennungsmotoren und ihrem ersten Einsatz am Ende des 19. Jahrhunderts hat deren Bedeutung für die industrielle Energiebereitstellung, den Warentransport sowie den Individualverkehr enorme Bedeutung erlangt und einen erheblichen Einfluss auf die heutige Gesellschaft ausgeübt. Insbesondere im Gütertransport und Individualverkehr werden durch die Nutzung von Verbrennungsmotoren große Kraftstoff bzw. Energiemengen umgesetzt. So betrug der Kraftstoffverbrauch in Deutschland im Jahr 2011 insgesamt ca. 67 Milliarden Liter [1], was einem pro Kopf Verbrauch von ca. 823 Litern entspricht [2]. Die hierdurch entstehenden Emissionen von Kohlendioxid (CO_2), Stickoxiden (NO_x) und unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) tragen einen signifikanten Anteil zur Schadstoffbelastung der Luft bei. Da trotz verstärkten Bestrebungen auf dem Gebiet der Elektromobilität und insbesondere aufgrund einer stark anwachsenden Anzahl an Kraftfahrzeugen in Schwellenländern (z.B. China) in absehbarer Zukunft weiterhin mit einer globalen Zunahme der verkehrsbedingten Emissionen zu rechnen ist, besteht in der Verbrauchsminderung von Verbrennungsmotoren und der Optimierung der Verbrennungsprozesse hinsichtlich NO_x und HC ein wichtiger Ansatz zur Verminderung von Umweltbelastungen. Daneben spielen aber, mit Hinblick auf steigende Kraftstoffpreise, auch wirtschaftliche Aspekte eine nicht zu vernachlässigende Rolle, da insbesondere beim Warentransport ein großes Einsparpotential durch Verringerung des Kraftstoffverbrauchs besteht.

Für die Entwicklung moderner Motoren bedeutet dies, dass das Potential bestehender Verbrennungsprozesse weiter ausgeschöpft oder an neue Gesamtmotorkonzepte angepasst werden, aber auch neue Prozesse entwickelt werden müssen, ohne dass Merkmale wie Zuverlässigkeit, Preis oder Betriebsverhalten der Motoren negativ beeinflusst werden. So besteht z.B. eine Möglichkeit zur Senkung des spezifischen Verbrauchs in der Verkleinerung des Hubvolumens (sogenanntes „Downsizing“), wodurch der Motor in einem höheren Lastbereich betrieben und so sein Wirkungsgrad gesteigert werden kann. Hierbei müssen die Brennverfahren so angepasst werden, dass auch bei verringertem Hubvolumen und höherer Drehzahl eine möglichst vollständige und schadstoffarme Verbrennung erfolgt ohne dass Betriebsverhalten zu verschlechtern. Hierbei können technische Verbesserungen, wie z.B. die Direkteinspritzung, die bereits seit längerem zur Verbesserung der klassischen Brennverfahren beitragen eingesetzt werden. Aber auch neue Prozesse wie z.B. die selbstzündende Verbrennung homogener Gemische (HCCI, CAI etc.), die in vielen Fällen Verfahrensmerkmale des klassischen Otto- und Dieselprozesses vereinen, müssen in die bestehenden Motorkonzepte integriert werden. Dabei besteht stets die Herausforderung, einen möglichst

großen Last und Drehzahlbereich mit einem Brennverfahren abzudecken, was insbesondere bei selbstzündendem Betrieb schwierig zu realisieren ist, so dass in vielen Fällen verschiedene Brennverfahren oder zumindest Verfahrensausprägungen erforderlich sind, um den gesamten erforderlichen Lastbereich abzudecken.

Um diese Ziele zu erreichen, ist ein intensives Zusammenspiel von Grundlagenuntersuchungen, numerischen Simulationen und Versuchen erforderlich. Zur Untersuchung des Prozesses gelangt die Druckindizierung aufgrund ihrer verhältnismäßig kostengünstigen und breiten Nutzbarkeit sehr häufig zur Anwendung. Durch sie ist die Bestimmung globaler Größen im Zylinder oder der Druckverläufe in Ansaug- und Abgassystem mit einer hohen Zeitauflösung möglich. Ein entscheidender Nachteil ist jedoch, dass keine räumlich aufgelösten Informationen gewonnen werden können. Sollen daher detailliertere Untersuchungen zur Räumlichen Verteilung von z.B. Kraftstoff, Temperatur und Spezieskonzentrationen sowie des Verbrennungsfortschritts gewonnen werden, müssen optische Untersuchungsmethoden angewendet werden, da nur mit ihrer Hilfe diese Informationen gewonnen werden können. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse können anschließend numerische Modelle validiert und Verfahrensverbesserungen vorgenommen werden. Optische Methoden können sowohl für Grundlagenuntersuchungen, zumeist mit großflächigen optischen Brennraumzugängen, als auch zur Untersuchung seriennaher Motoren verwendet werden, wobei im letztgenannten Fall spezielle endoskopische Systeme zur Anwendung gelangen. Hierbei wird in vielen Fällen eine Anregung der zu untersuchenden Spezies durch ein Laserlichtblatt mit anschließender Detektion der resultierenden Fluoreszenz (*Laserinduzierte Fluoreszenz,* LIF) vorgenommen, da so die Untersuchungsmöglichkeiten erheblich erweitert werden können und einen genaue Festlegung der zu untersuchenden Ebene möglich ist. Untersuchungen mit hoher Zeitauflösung werden durch die Verwendung hochrepetitiver Laser und Hochgeschwindigkeitskameras möglich.

Das Ziel dieser Arbeit besteht daher darin, einen optisch zugänglichen Einzylindermotor aufzubauen, erforderliche Peripherie auszulegen, in Betrieb zu nehmen und durch verschiedene optische Untersuchungen zu charakterisieren. Der Motor soll in erster Linie zur Grundlagenuntersuchung motorischer Verbrennungsvorgänge sowie neuer Brennverfahren verwendet werden, so dass zum einen die Forderung nach möglichst großen optischen Brennraumzugängen gestellt wird, und zum anderen ein möglichst flexibler Betrieb möglich sein soll, um alle Verfahrensmerkmale aktuell in der Entwicklung befindlicher wie auch zukünftiger Brennverfahren abdecken zu können. Der Motor verfügt daher sowohl über einen in den Kolben integrierten optischen Zugang als auch über einen Zugang über einen Glasring, der Untersuchungen direkt unterhalb des Zylinderkopfes zulässt. Dieser Glasring kann durch eine hydraulische Anpresseinrichtung leicht ein- und ausgebaut werden und ermöglicht außerdem die

Verwendung weiterer spezieller Ringe, durch die z.B. Untersuchungen mit Hilfe von Endoskopen und deren Erprobung ermöglicht werden. Die Einspritzung von Kraftstoff kann sowohl über eine Direkteinspritzung als auch über eine Saugrohreinspritzung erfolgen, die aufgrund der besonderen, aus der hohen Empfindlichkeit der optischen Messmethoden resultierenden Reinheitsanforderungen durch spezielle, hochreine Hoch- und Niederdruckkraftstoffanlagen versorgt werden. Die Steuerzeiten des Motors können durch die frei einstellbaren Nockenwellen je nach Anforderung des Brennverfahrens eingestellt und außerdem der Hub der Einlassventile im Betrieb variiert werden. Zur Gewährleistung konstanter Betriebsbedingungen werden sowohl die Temperaturen von Kühlwasser und Öl als auch Druck und Temperatur der Ansaugluft geregelt. Die Steuerung des Prüfstandes und der optischen Messtechnik sowie die Datenerfassung erfolgt mit Hilfe verschiedener Rechner und Steuermodule.

Im Anschluss an Aufbau und Inbetriebnahme des Motors wurden Versuche zum Betriebsverhalten des Motors im fremdgezündeten Betrieb durchgeführt und erste optische Untersuchungen dieses Betriebszustands durch Flammeneigenleuchten und Kraftstoff-LIF vorgenommen. Um auch Untersuchungen im für moderne Brennverfahren besonders interessanten Selbstzündbetrieb vornehmen zu können, wurden intensive Versuche unternommen, einen selbstzündenden Betriebspunkt zu realisieren. Dieses Ziel konnte nach zahlreichen Verfahrensverbesserungen und Anpassungen der Prüfstandsausrüstung erreicht werden. Anschließend erfolgten Untersuchungen dieses Betriebszustandes mit Hilfe endoskopischer Messtechniken, in deren Verlauf wichtige Erkenntnisse zur nötigen Kraftstoffreinheit, der Entstehung und des Abbaus von Formaldehyd (CH_2O) als Zwischenprodukt der Verbrennung im Verlauf des Zyklus sowie zu Quellen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Brennraum gewonnen werden konnten. Diese Untersuchungen erfolgten sowohl mit Hilfe von LIF an Formaldehyd als auch durch Detektion von Chemilumineszenz, wobei sich die Ergebnisse zu einem schlüssigen Ergebnis ergänzten. Weitere vergleichende Messungen zwischen großflächigen optischen Zugängen und endoskopischer Messtechnik wurden abschließend anhand von Eindringtiefenmessungen des Kraftstoffsprays durchgeführt. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden zum Teil direkt für die Verbesserung des Verfahrens oder der Technik des Prüfstands sowie der Datenauswertung eingesetzt, wodurch letztendlich ein gutes Bild der Betriebseigenschaften des Motors, erste Erkenntnisse zu Untersuchungsmöglichkeiten verschiedener Brennverfahren sowie dem potential zukünftiger Untersuchungen gewonnen werden konnten.

2 Brennverfahrensentwicklung für moderne Motoren

Seit der ersten erfolgreichen praktischen Umsetzung des Viertakt-Verfahrens durch Nikolaus August Otto im Jahre 1876 und der Erfindung des „rationellen Wärmemotors“ durch Rudolf Diesel zwischen 1893 und 1897 werden die Verbrennungsmotoren ständig weiterentwickelt und verbessert [3]. Hierbei spielen, neben weiteren technischen sowie anwendungsbedingten Aspekten und mit unterschiedlicher Gewichtung, stets die Optimierung des Verbrauchs, der Zuverlässigkeit und die Verringerung der Schadstoffemissionen eine wichtige Rolle.

Zur Einführung in die Thematik werden zunächst die wichtigsten motorentechnischen Kenngrößen und Begriffe anhand der Umsetzung des Viertaktverfahrens im Otto- und Dieselmotor erläutert und anschließend die speziellen Anforderungen an die verschiedenen Brennverfahren weiter vertieft. Deren Bedeutung in Bezug auf das Gesamtfahrzeug und auf die aktuellen Entwicklungstrends der Motorenentwicklung wird nachfolgend dargestellt. Abschließend wird ein Überblick über die Anwendung numerischer Modelle sowie experimenteller Ansätze zur Lösung sich im Laufe der Brennverfahrensentwicklung ergebender Fragestellungen gegeben.

2.1 Grundlagen des Otto- und Dieselmotors

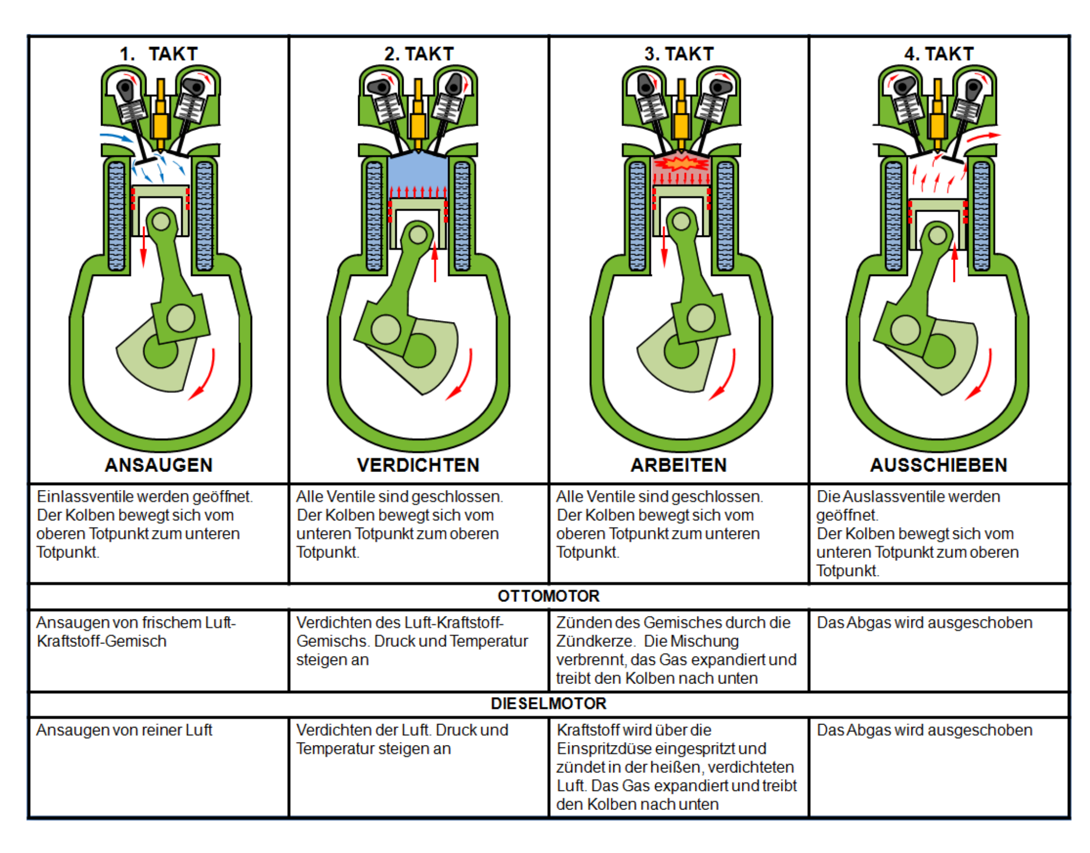


Abbildung 2.1: Einzelschritte des Viertaktverfahrens

Ottomotoren wie auch Dieselmotoren können grundsätzlich sowohl als Zweitaktmotoren als auch als Viertaktmotoren ausgeführt werden. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorgenommenen Betrachtungen und Untersuchungen beziehen sich allerdings ausschließlich auf Viertaktmotoren, so dass auf die speziellen Merkmale des Zweitaktverfahrens nicht näher eingegangen werden soll.

Das Arbeitsspiel eines Viertaktmotors läuft gemäß der in Abbildung 2.1 dargestellten vier Einzelschritte (Takte) ab, wobei sich die grundlegenden Vorgänge (Ansaugen, Verdichten, Verbrennung/Expansion und Ausschieben) bei Otto- und Dieselmotor nicht unterscheiden, jedoch, wie in Abbildung 2.1 ebenfalls dargestellt, die Art der Kraftstoffzufuhr und der Verbrennung unterschiedlich sind. Auf die Details der Kraftstoffzufuhr, Gemischbildung und Verbrennung sowie der hiermit verbundenen Schadstoff-Entstehungsmechanismen wird im nachfolgenden Kapitel näher eingegangen.

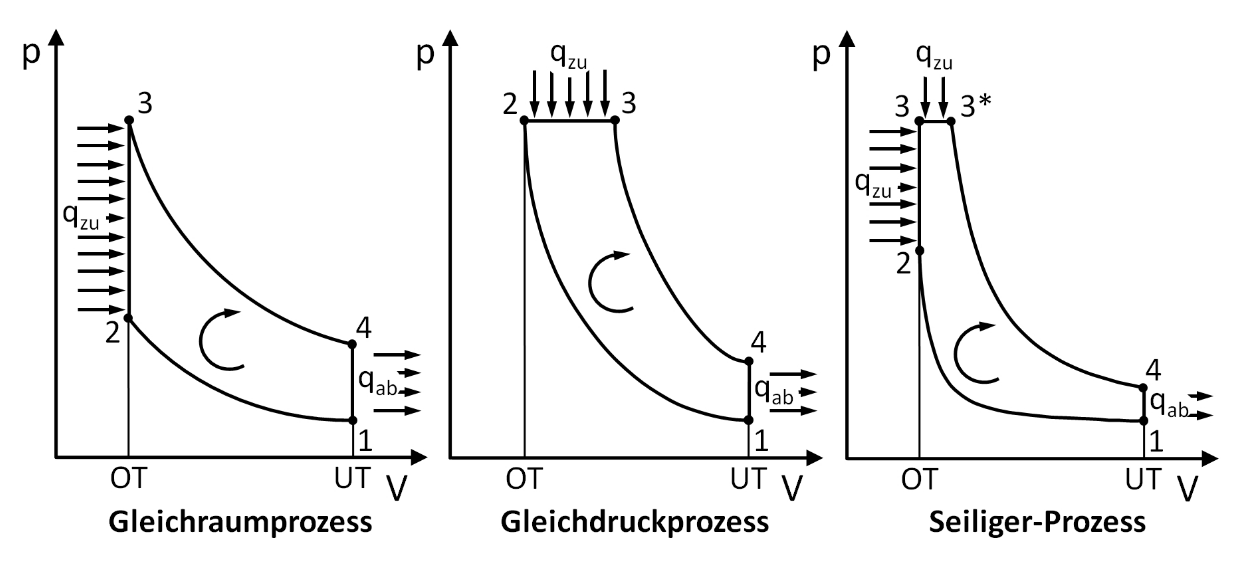


Abbildung 2.2: Ideale thermodynamische Vergleichsprozesse (adaptiert aus [4])

In Abbildung 2.2 sind die zugehörigen, idealisierten thermodynamischen Vergleichsprozesse dargestellt, bei denen angenommen wird, dass kein Stoffaustausch mit der Umgebung stattfindet und die Wärme von außen durch die Wände des Brennraumes zu- bzw. abgeführt wird. Für den idealen Otto-Prozess kann hierbei der Gleichraumprozess verwendet werden, bei dem nach der isentropen Verdichtung (1→2) im oberen Totpunkt (OT) die Wärme bei konstantem Volumen (isochor) zugeführt (2→3) und im Anschluss an die isentrope Expansion (3→4) wiederum isochor abgeführt wird (4→1). Die Wärmezufuhr entspräche in diesem Fall einer unendlich schnellen Verbrennung des vorgemischten Kraftstoff-Luft Gemisches.

Für den idealen Diesel-Prozess kann der Gleichdruckprozess verwendet werden, bei dem die Wärmezufuhr bei konstantem Druck (isobar) stattfindet. Dies entspräche der Verbrennung des kontinuierlich zugeführten Kraftstoffs bei konstant gehaltenem Brennraumdruck.

Da die beiden bisher genannten Vergleichsprozesse die realen Vorgänge im Motor aufgrund der nicht realisierbaren unendlich schnellen bzw. isobaren Verbrennung nur unzureichend beschreiben, wird häufig der Seiliger-Prozess verwendet, bei dem die Wärmezufuhr in einen isochoren Anteil (2→3) und einen isobaren Anteil (3→3*) aufgeteilt wird, wodurch die realen Vorgänge besser angenähert werden können. Die Wirkungsgrade der Vergleichsprozesse lassen sich nach den folgenden Gleichungen berechnen [4]:

Gleichraumprozess $$\eta_{th,v} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{1-\kappa} \tag{2.1}$$

Gleichdruckprozess $$\eta_{th,p} = 1 - \frac{1}{\kappa\, q^*}\left[\left(\frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1\right)^{\kappa} - 1\right] \tag{2.2}$$

Seiliger-Prozess $$\eta_{th,vp} = 1 - \frac{1}{\kappa\, q^*}\left\{\left[q^* - \frac{1}{\kappa\,\varepsilon}(\pi - \varepsilon^{\kappa}) + \frac{\pi}{\varepsilon}\right]^{\kappa}\left(\frac{1}{\pi}\right)^{\kappa-1} - 1\right\} \tag{2.3}$$

mit: $$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_h + V_c}{V_c} \tag{2.4}$$

$$q^* = \frac{q_{zu}}{c_p\, T_1} \tag{2.5}$$

$$\pi = \frac{p_3}{p_1} \tag{2.6}$$

Gleichung 2.4 beschreibt hierbei das Verdichtungsverhältnis ε, welches als das Verhältnis des vor der Verdichtung im gesamten Zylinder vorhandenen Volumens V_1, bestehend aus dem Hubvolumen V_h und dem Totraumvolumen V_c, zum am Ende der Verdichtung noch verbleibenden Volumen $V_2 = V_c$ definiert ist. Wie aus den Gleichungen 2.1, 2.2 sowie 2.3 deutlich wird, spielt das Verdichtungsverhältnis ε eine entscheidende Rolle für den Wirkungsgrad, da mit steigendem ε auch der Wirkungsgrad zunimmt. Bei der praktischen Umsetzung im Motor kann das Verdichtungsverhältnis jedoch nicht beliebig gesteigert werden, da es zum einen durch die zulässigen Materialbelastungen begrenzt wird, und zum anderen bei Ottomotoren durch die mit der Verdichtung einhergehende Temperaturerhöhung bei zu hohen ε eine unkontrollierte Selbstzündung von Teilen des Kraftstoff-Luft Gemisches auftreten kann. Dieses so genannte „Klopfen" führt durch unkontrollierte, sehr schnelle Verbrennung und den hiermit einhergehenden starken Druckanstieg noch vor Erreichen des OT zu erhöhten mechanischen und thermischen Belastungen, erhöhten Schallemissionen und, bei dauerhaftem Auftreten, zu Motorschäden. Im Druckverlauf kann das Auftreten von Klopfen anhand eines charakteristischen „Zackenmusters" des Drucksignals in der Nähe des Zünd-OT (ZOT) erkannt werden, das durch die Reflektion der durch das Klopfen hervorgerufenen Druckwellen an den Brennraumwänden hervorgerufen wird. Zwar kann das Klopfen durch die chemischen Eigenschaften des Kraftstoffes, die Zusammensetzung der Luft-Brennstoff Mischung, die Veränderung des Zündwinkels, durch Einsatz von Klopfsensoren und verschiedene andere

Maßnahmen der Prozessführung (s. Kapitel 2.2) beeinflusst werden, jedoch liegt die Grenze des Verdichtungsverhältnisses für Ottomotoren bei etwa ε = 10 [5]. Da bei Dieselmotoren nur reine Luft verdichtet wird, kann bei ihnen kein Klopfen auftreten, so dass hier Verdichtungsverhältnisse von bis zu ε = 21 erreicht werden [3, 4].

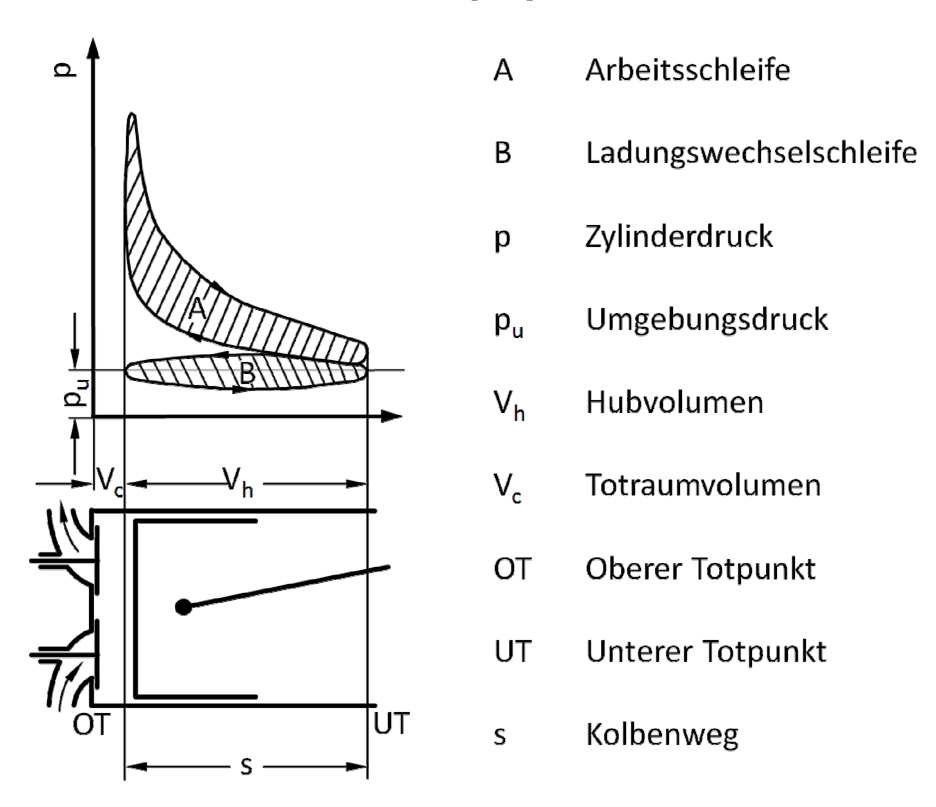


Abbildung 2.3: Indikatordiagramm eines realen Viertakt-Motors (adaptiert aus [6])

Neben den durch technische Einschränkungen bedingten Grenzen für das Verdichtungsverhältnis ε und somit den theoretisch erzielbaren Wirkungsgraden der Vergleichsprozesse ergeben sich für den in Abbildung 2.3 anhand eines Indikatordiagramms dargestellten realen Viertakt-Prozess weitere Einschränkungen, die den Wirkungsgrad des realen Motors gegenüber dem idealen Vergleichsprozess verringern.

Das Indikatordiagramm zeigt hierbei, wie auch bereits die Diagramme in Abbildung 2.2, den Verlauf des Zylinderdrucks in Abhängigkeit vom Kolbenweg *s* bzw. des Hubvolumens V_h. Da zur technischen Realisierung des Viertakt-Verfahrens auch das Ausschieben des Abgases und das Ansaugen von frischer Luft bzw. frischem Gemisch erforderlich sind, ist neben der „Arbeitsschleife“ (Fläche *A*) auch noch zusätzlich die „Ladungswechselschleife“ (Fläche *B*) im Indikatordiagramm zu erkennen. Hierbei lässt sich die im Arbeitstakt gewonnene Arbeit aus der Fläche *A* und die für den Ladungswechsel aufzubringende Arbeit aus der Fläche *B* ermitteln und mit Hilfe des im Verlauf einer Kurbelwellenumdrehung überstrichenen Hubvolumens V_h der indizierte Mitteldruck ermitteln:

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p_i \cdot dV \qquad 2.7$$

Aus dem indizierten Mitteldruck kann wiederum mit Hilfe der Motordrehzahl n und der Anzahl der Arbeitsspiele n_A (Halbe Kurbelwellendrehzahl beim Viertakt-Motor; $n_A = n / 2$) die indizierte Leistung P_i ermittelt werden:

$$P_i = p_{mi} \cdot V_h \cdot n_A \qquad 2.8$$

Diese unterscheidet sich aufgrund der unvermeidbaren mechanischen Reibungsverluste im Motor (u.a. Reibung zwischen Kolben und Laufbuchse, Lagerreibung und Reibung im Ventiltrieb) um den Betrag der Reibleistung P_r von der letztendlich an der Kurbelwelle zur Verfügung stehenden effektiven Leistung P_e:

$$P_e = P_i - P_r \qquad 2.9$$

Aus diesen Größen können nun unmittelbar der mechanische Wirkungsgrad des Motors η_m und mit Hilfe des Brennstoffmassenstromes $\dot{m}_B$ und des unteren Heizwertes Δh_u des Brennstoffes der effektive Wirkungsgrad η_e bestimmt werden:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \qquad 2.10$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot \Delta h_u} \qquad 2.11$$

Diese Wirkungsgrade erlauben eine Beurteilung der Effizienz des gesamten Motors und sind daher von hoher Wichtigkeit für die Beurteilung des Gesamtprozesses. Für eine genauere Beurteilung der Energieumwandlung im Brennraum ist jedoch der innere Wirkungsgrad η_i von besonderer Bedeutung:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot \Delta h_u} \qquad 2.12$$

Diese Größe erlaubt einen Vergleich des real umgesetzten thermodynamischen Verfahrens und des idealen thermodynamischen Vergleichsprozess mit Hilfe des sog. Gütegrades η_G:

$$\eta_G = \frac{\eta_i}{\eta_{th}} \qquad 2.13$$

Somit kann beurteilt werden, wie gut die im Brennstoff gebundene Energie umgewandelt wird.

In diesem Zusammenhang spielen insbesondere die Ladungswechselverluste eine wichtige Rolle, da sie zu einem großen Teil der Verluste beitragen. Sowohl beim Ottomotor als auch beim Dieselmotor treten während des Ladungswechsels Strömungsverluste im Ansaug- und Abgassystem sowie an den Ventilen auf, zu deren Überwindung Leistung vom Motor aufgewendet werden muss. Im Indikatordiagramm zeigen sich diese Verluste daran, dass der Zy-

linderdruck während des Ansaugens unter den Umgebungsdruck fällt, während er beim Ausschieben über den Umgebungsdruck ansteigt und sich so letztendlich die Fläche *B* ausbildet, deren Inhalt ein Maß für die aufgewendete Ladungswechselarbeit darstellt. Als Maß für die Güte des Ladungswechsels wird hierbei der Liefergrad λ_l verwendet, der das Verhältnis der nach dem Ladungswechsel tatsächlich im Zylinder vorhandenen Masse m_z zur theoretisch möglichen Frischladungs- bzw. Frischluftmenge m_{th} beschreibt:

$$\lambda_l = \frac{m_z}{m_{th}} = \frac{m_z}{V_h \cdot \rho_G} \qquad 2.14$$

Hierbei kann die Dichte des Gases ρ_G auf den Umgebungszustand bezogen werden oder, falls z.B. ein Turbolader verwendet wird, auf den Gaszustand vor den Einlassventilen, so dass je nach Bezugszustand auch Liefergrade größer als eins möglich sind. Liefergrade kleiner als eins liegen dann vor, wenn der Motor angedrosselt wird oder Abgas über den Ladungswechsel hinaus im Zylinder verbleibt. Dies kann unbeabsichtigt durch schlechten Ladungswechsel hervorgerufen werden oder gezielt durch Schließen der Auslassventile vor, bzw. öffnen der Einlassventile nach dem Ladungswechsel-OT (LOT) erfolgen („Ventilunterschneidung“), wodurch eine sog. Zwischenkompression im Ladungswechsel hervorgerufen wird. Um diesen Effekt herbeizuführen, muss die sogenannte „Ventilspreizung“ für Einlass- und Auslassventil erhöht werden. Dies ist in Abbildung 2.4 anhand der Ventilerhebungskurven und Druckverläufe eines 4-Takt-Zyklus mit und ohne Zwischenkompression dargestellt. Hierbei bezeichnen die Einlass- und Auslassventilspreizung den Abstand des Ventilerhebungsmaximums vom LOT (Absolutwerte in °Kurbelwinkel (°KW)). Da diese Art der Darstellung für die Druckverläufe und andere Größen in Abhängigkeit von der Kurbelwellenposition für die meisten Vorgänge übersichtlicher als das in Abbildung 2.3 dargestellte Indikatordiagramm ist, wird sie für die gesamte nachfolgende Arbeit verwendet. Zu beachten ist hierbei die verwendete Konvention zur Zuordnung von 0°KW zum ZOT. Der vorhergehende LOT befindet sich dementsprechend bei –360°KW und der nachfolgende LOT bei 360°KW. Die unteren Totpunkte befinden sich bei –180°KW (bzw. –540°KW) und 180°KW.

Im Gegensatz zum Liefergrad beschreibt der Luftaufwand λ_a das Verhältnis der dem Zylinder während des Ladungswechsels zugeführten Frischladungs- oder Frischluftmasse m_a zur theoretisch möglichen Masse im Zylinder m_z:

$$\lambda_a = \frac{m_a}{m_{th}} = \frac{m_z + m_b}{V_h \cdot \rho_G} \qquad 2.15$$

Die Luftmasse m_a kann auch größer als m_z sein, wenn während des Ladungswechsels sowohl die Einlass- als auch die Auslassventile geöffnet sind, also eine sog. Ventilüberschneidung vorliegt (s. auch Abbildung 2.4). Hierbei kann eine gewisse Luftmenge m_b (Kurzschlussmasse) über die Einlassventile eintreten und den Zylinder direkt wieder über die Aus-

lassventile verlassen. Dies kann als Maßnahme zur Verbesserung der Zylinderspülung genutzt werden, sollte aber bei Motoren mit vorgemischter Ladung (z.B. Ottomotor mit Saugrohreinspritzung) vermieden werden, da in diesem Fall Kraftstoff ungenutzt in das Abgas gelangen kann und somit den inneren Wirkungsgrad verschlechtert und zur Emission von Kohlenwasserstoffen beiträgt.

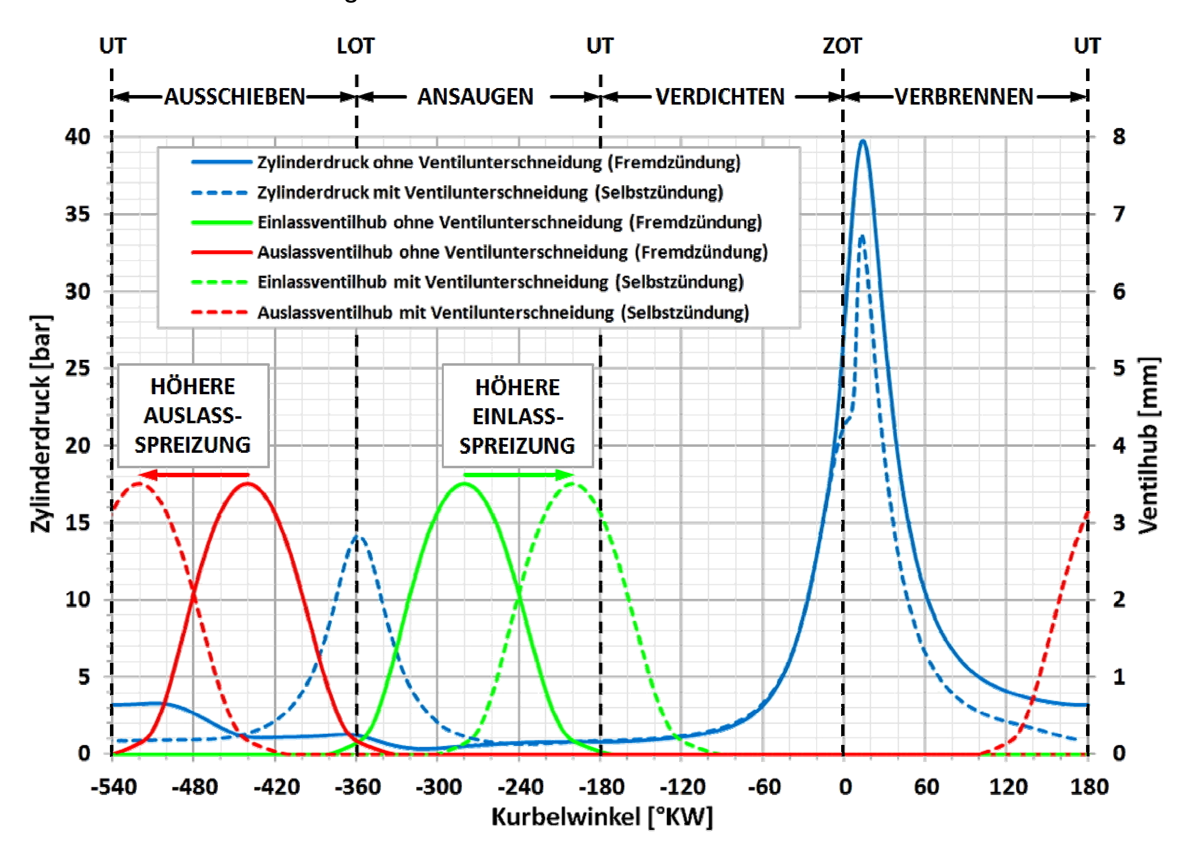


Abbildung 2.4: Zylinderdruckverläufe und Ventilerhebungskurven beim Viertakt-Prozess am Beispiel eines fremdgezündeten Betriebspunktes ohne Ventilunterschneidung (ohne Zwischenkompression, durchgezogene Linien) sowie eines selbstzündenden Betriebspunktes mit Ventilunterschneidung (mit Zwischenkompression, gestrichelte Linien).

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen, bei beiden Motorarten gleichen Verlusten, entstehen beim Ottomotor im Teillastbereich noch weitere Verluste durch die Androsselung der Ansaugluft, da die Leistungsregelung des Ottomotors über die zugeführte Gemischmenge erfolgt (Quantitätsregelung). Im Gegensatz dazu erfolgt die Leistungsregelung beim Dieselmotor über die Menge des eingespritzten Kraftstoffs nach der Verdichtung (Qualitätsregelung), so dass immer die gleiche Luftmenge angesaugt wird und daher auch keine Drosselverluste entstehen. In diesem Zusammenhang ist auch die Definition des Luftverhältnisses λ erforderlich, welches das Verhältnis der tatsächlichen Luftmasse m_L zur für eine stöchiometrische Verbrennung einer gegebenen Kraftstoffmasse erforderlichen Luftmenge $m_{L,st}$ beschreibt:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L,st}} \tag{2.16}$$

Beim Ottomotor muss das Gemisch immer so eingestellt werden, dass sich das Luftverhältnis in einem zündfähigen Bereich bewegt. Dieser liegt typischerweise zwischen etwa $0{,}6 < \lambda < 1{,}6$. Da bei zu hohem Kraftstoffanteil ($\lambda < 1$, fettes Gemisch) aufgrund von Sauerstoffmangel kein vollständiger Ausbrand des Kraftstoffs erfolgen kann und bei zu hohem Luftüberschuss ($\lambda > 1$, mageres Gemisch) die Gefahr des Verlöschens der Flamme besteht, werden Ottomotoren in weiten Betriebsbereichen mit einem nahezu stöchiometrischen Luftverhältnis von $\lambda \approx 1$ betrieben. Im Gegensatz dazu können Dieselmotoren mit sehr hohen Luftüberschüssen betrieben werden ($1{,}3 < \lambda < 6{,}0$), da sich bei der Ausbreitung des Kraftstoffstrahles und der Durchmischung mit der umgebenden heißen Luft immer ein Bereich ausbilden wird, in dem ein zündfähiges Gemisch vorliegt und verbrennt [7]. Weitere Details zur Verbrennung in Otto und Dieselmotoren, der Schadstoffentstehung sowie Konzepten, deren Ziel es ist, die Vorteile beider Verfahren zu vereinen, werden aufgrund der für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen im nachfolgenden Kapitel 2.2 näher behandelt.

2.2 Spezielle Anforderungen einzelner Brennverfahren

Während der grundlegende mechanische Aufbau der Verbrennungsmotoren (mit Ausnahme der Kreiskolbenmotoren) in Form des Kurbeltriebwerks im Laufe der Entwicklung nur verhältnismäßig geringe Veränderungen erfahren hat, finden sich in modernen Motorenkonzepten immer häufiger Mischungen klassischer Verfahrensmerkmale von Otto- und Dieselmotor, wie z.B. das Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)-bzw. das Controlled Auto Ignition (CAI)-Brennverfahren, deren spezifische Entwicklungsanforderungen in den nächsten Abschnitten vertiefend dargestellt werden.

2.2.1 Ottomotoren

Der Ottomotor wird in seiner klassischen Ausführung mit einer außerhalb des Brennraums gebildeten, homogenen Mischung von Kraftstoff und Luft betrieben. Hierbei können extrem fette Gemische mit Sauerstoffmangel sowie extrem magere Gemische mit hohem Sauerstoffüberschuss vermieden werden. Dies bedeutet, dass in der Mischung ausreichend Sauerstoff zur vollständigen Oxidation des Kraftstoffs zur Verfügung steht. Ist dies nicht der Fall, entstehen im Verlauf der Verbrennung durch unvollständige Oxidation unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Kohlenstoffmonoxid (CO). Dieses Verhalten ist in Abbildung 2.5 anhand der mit niedrigerem Luftverhältnis zunehmenden Mengen an HC und CO erkennbar. Im Diagramm ist für die unverbrannten Kohlenwasserstoffe des Weiteren eine erneute Zunahme nach Durchlaufen eines Minimums bei geringem Luftüberschuss zu erkennen. Die Tatsache, dass sich das Minimum der HC-Emissionen erst bei geringem Luftüberschuss

einstellt ist darin begründet, dass sich eine perfekte Homogenisierung der Mischung technisch nicht realisieren lässt, so dass bei $\lambda = 1$ immer noch Mischungsbereiche existieren, in denen eine leicht über- oder unterstöchiometrische Mischung vorliegt, die zu unvollständiger Oxidation der Kohlenwasserstoffe führen. Daher werden Ottomotoren in der Regel mit einem Luftverhältnis leicht oberhalb von $\lambda = 1$ betrieben. Bei Volllast kann es jedoch erforderlich sein, zur Kühlung der Bauteile durch Ausnutzung der Verdampfungswärme auch geringere Werte für λ zu verwenden, so dass Zeitweise auch ein Betrieb bei bis zu $\lambda = 0{,}7$ auftreten kann. Bei weiter steigendem Luftverhältnis nimmt die Gastemperatur immer mehr ab, so dass es zum Verlöschen der Verbrennung kommen kann, wodurch auch in diesem Fall zunehmende HC-Emissionen zu beobachten sind. Für CO ist dieses Verhalten nicht zu beobachten, da dieses zum größten Teil noch während der Expansionsphase und im Abgas mit überschüssigem Sauerstoff zu Kohlendioxid nachoxidiert wird. Neben diesen Effekten führt auch die abnehmende Temperatur in der Grenzschicht zwischen Zylinderfüllung und Brennraumwand zu einer Verringerung der Brenngeschwindigkeit und somit, ab einer gewissen Distanz zur Brennraumwand, zum Erlöschen der Flamme. Kraftstoff, der sich in dieser Grenzschicht befindet, kann nicht oxidiert werden und trägt so zu den HC-Emissionen bei. Genauso verhält es sich mit Gemisch, das sich in kalten Spalten des Brennraums (z.B. „Feuersteg“ zwischen Kolben und Laufbuchse, Ventilsitze, Zylinderkopfdichtung etc.) befindet und erst nach der Verbrennung bei der Expansion wieder austritt [5, 8].

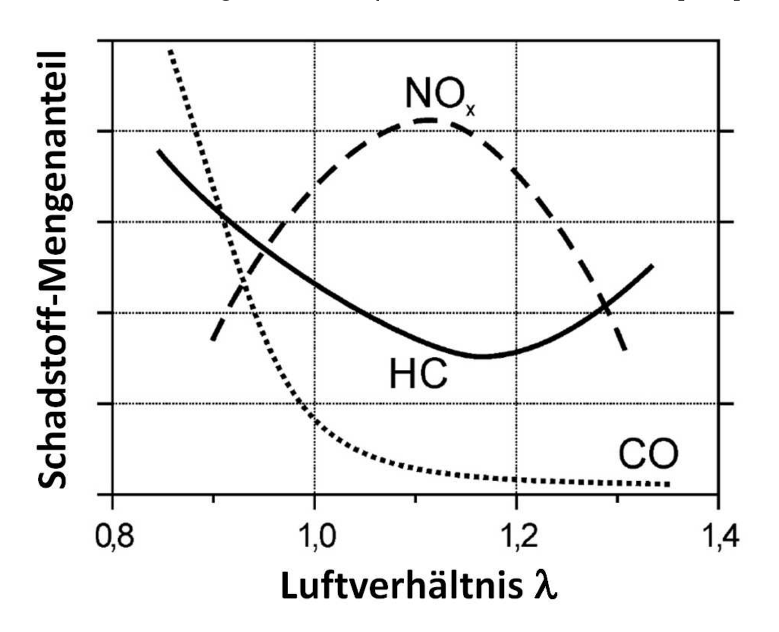


Abbildung 2.5: Schadstoffemissionen beim Ottomotor in Abhängigkeit vom Luftverhältnis [5]

Die Entstehung von Stickoxiden (NO_x) ist bei Ottomotoren im Wesentlichen von der Temperatur und zu einem geringeren Anteil von der Brennstoffkonzentration abhängig. Da die Verbrennungstemperatur beim Ottomotor im Bereich von etwa $\lambda = 1{,}1$ ihr Maximum erreicht, ist das in Abbildung 2.5 erkennbare Maximum der Stickoxidkonzentration hauptsächlich auf die

hohen Verbrennungstemperaturen zurückzuführen. Hierbei wird NO_x gemäß dem in den folgenden Gleichungen beschriebenen Mechanismus (Zeldovich-Mechanismus) gebildet:

$$N_2 + O \leftrightarrows NO + N \qquad 2.17$$

$$O_2 + N \leftrightarrows NO + O \qquad 2.18$$

$$OH + N \leftrightarrows NO + H \qquad 2.19$$

Diese Reaktionen laufen sowohl in der Flammenfront als auch in den verbrannten Bereichen ab, wobei die Verweilzeit in der Flammenfront so gering ist, dass in ihr nur ein geringfügiger Anteil gebildet wird. Insbesondere für das Ablaufen der Reaktion 2.17 sind hohe Aktivierungsenergien erforderlich, so dass die Bildung von NO_x erst oberhalb von ca. 2000 K in relevantem Maße erfolgt und auf diese Weise gebildete Stickoxide auch als thermisches NO_x bezeichnet werden. Zwar handelt es sich bei den o.g. Reaktionen um Gleichgewichtsreaktionen, so dass prinzipiell auch die Rückreaktion und somit Reduktion von NO_x möglich wäre, jedoch sinkt während der Expansion die Temperatur so stark ab, dass die Rückreaktion praktisch nicht mehr stattfindet [5]. Zur Verringerung der Stickoxidbildung kann also eine Verringerung der Verbrennungstemperatur durch Abmagerung des Gemisches einen wichtigen Beitrag leisten. Aber auch eine möglichst schnelle Reaktion mit nachfolgender schneller Abkühlung der Verbrennungsgase kann die NO_x-Bildung vermindern, da hierdurch die Verweilzeit im für den Ablauf der Reaktionen günstigen Temperaturbereich minimiert werden kann [5, 8].

Ein weiterer Mechanismus der Stickoxidbildung ist der sog. Fenimore-Mechanismus:

$$CH + N_2 \leftrightarrows HCN + N \qquad 2.20$$

Dieser läuft in der Flammenfront mit Hilfe von dort im Laufe der Verbrennung gebildeten CH-Radikalen ab. Zwar kann diese Reaktion bereits bei geringeren Temperaturen von etwa 1000 K ablaufen [5], jedoch sind sehr hohe CH-Konzentrationen erforderlich, die erst ab etwa $\lambda \leq 0{,}7$ vorliegen [8]. Da diese Bedingungen beim Ottomotor nur sehr begrenzt vorliegen, kann dieser Bildungsmechanismus in den meisten Fällen (Ausnahme: Bauteilkühlung bei Volllast) vernachlässigt werden und erreicht im Normalfall höchstens einen Anteil von 5−10% der gesamten NO_x-Bildung [5].

Insgesamt lässt sich durch die homogene Vormischung bei richtiger Einstellung des Motors eine relativ schadstoffarme Verbrennung realisieren. Nachteilig ist jedoch das durch die Gefahr von Klopfen begrenzte, relativ geringe erzielbare Verdichtungsverhältnis (s. Abschnitt 2.1) und die damit verbundenen Einbußen bzgl. des Wirkungsgrades und der Leistungsdichte sowie die eingeschränkte Zündfähigkeit der Benzin-Luft-Gemische, welche die Abmagerungsfähigkeit (Verringerung von thermischem NO_x) einschränken. Die Entwicklung

moderner Otto-Brennverfahren zielt daher auf die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses unter Vermeidung des Klopfens sowie im Teillastbetrieb auf eine möglichst hohe Abmagerungsfähigkeit bei gleichzeitig zuverlässigem Motorbetrieb. Die Lastregelung erfolgt hierbei durch Anpassung der angesaugten Gemischmenge an den Leistungsbedarf mit Hilfe der Drosselklappe (Quantitätsregelung). Im Teillastbetrieb entstehen durch die teilweise geschlossene Drosselklappe somit erhebliche Drosselverluste mit entsprechend negativen Folgen für den Wirkungsgrad des Motors. Da der Motor beim Einsatz im Kraftfahrzeug in den meisten Fällen nur zu einem relativ geringen Anteil in Volllast (entdrosselt) betrieben wird, ergibt sich durch die Verringerung der Drosselverluste ein hohes Einsparpotential.

Neben der Abschaltung einzelner Zylinder (s. Abschnitt 2.3.1) besteht ein Weg dieses Ziel zu erreichen in der Anwendung der Benzindirekteinspritzung. Hierbei kann zwischen zwei Betriebsarten unterschieden werden [9]. Zum einen kann ein Motor mit Direkteinspritzung im oberen Lastbereich unter Ausnutzung des gesamten Zylindervolumens mit homogener Gemischzusammensetzung betrieben werden, zum anderen bei Teillast mit geschichteter Ladung.

Im Homogenbetrieb wird der Kraftstoff während der Ansaugphase eingespritzt. Durch die in diesem Zeitraum herrschende hohe Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz erfolgt eine weitestgehend homogene Durchmischung von Kraftstoff und Luft. Da der Kraftstoff im Wesentlichen adiabat verdampft und so der Mischung Wärme entzieht, steigt durch die Direkteinspritzung der Liefergrad im Vergleich zum klassischen Saugmotor, bei dem der Kraftstoff in vielen Fällen auf das Einlassventil gespritzt wird. Hierdurch kann die Leistung gesteigert und zugleich die Klopfneigung verringert werden. Außerdem besteht nicht die Gefahr, dass durch Ausbildung eines Wandfilms im Saugrohr im Brennraum fette Gemischbereiche entstehen, die zu erhöhter Schadstoffbildung führen (s. Abbildung 2.5). Auch wird durch das Fehlen des Wandfilms das Ansprechverhalten des Motors bei Lastwechseln verbessert, da kein sich über mehrere Zyklen verändernder Kraftstofffilm vorhanden ist.

Mit zunehmender Abmagerung nähert sich λ immer weiter der oberen Zündgrenze an ($\lambda \approx 1{,}5$) so dass die Gefahr von Zündaussetzern und erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen durch unvollständigen Ausbrand stark zunimmt. Ist daher Homogenbetrieb in der Teillast nicht mehr möglich, so erfolgt beim Direkteinspritzmotor der Übergang zum Schichtladebetrieb. Hierbei wird zunächst reine Luft angesaugt und der Kraftstoff erst im Kompressionshub eingespritzt, um im Bereich der Zündkerze einen zündfähigen, möglichst homogen durchmischten Bereich zu erzeugen, der von Luft bzw. einer Mischung aus Luft und Abgas umgeben ist. Durch diese Ladungsschichtung ist im Idealfall der Betrieb des Motors ohne Drossel-

klappe und somit ohne Drosselverluste möglich. Außerdem können durch die die Ladung umgebende isolierende Luftschicht die Wandwärmeverluste verringert werden.

Beiden Betriebsarten ist gemein, dass ein hoher Grad an Kontrolle über die Gemischbildung ausgeübt werden muss. Hierbei sind für den Homogenbetrieb vor allem eine hohe Luftgeschwindigkeit, eine hieraus resultierende hohe Relativgeschwindigkeit der Luft zum Einspritzstrahl sowie eine möglichst geringe Tröpfchengröße von Vorteil. Die Verdampfung des Kraftstoffs kann zusätzlich durch eine hohe Temperatur der Zylinderladung gefördert werden, welche sich allerdings auch negativ auf den Liefergrad auswirkt, so dass Vor- und Nachteile gegeneinander abzuwägen sind. Die Relativgeschwindigkeit und Durchmischung im Brennraum kann vor allem durch gezielte Erzeugung einer Ladungsbewegung (Drall- oder Tumble-Strömung) mit Hilfe von Einbauten in den Saugrohren sowie über deren generelle geometrische Ausformung erfolgen. Die Tröpfchengröße wird in erster Linie über den Einspritzdruck beeinflusst, wobei ein hoher Einspritzdruck zu einer Verringerung des Tröpfchendurchmessers führt. Die Temperatur der Ladung kann wiederum durch gezieltes Vermischen mit Abgas (*Abgasrückführung* AGR, Details s. Abschnitte 2.2.3 und 6.1.1) beeinflusst werden [9].

Neben der bereits erwähnten geometrischen Ausführung der Ansaugkanäle spielt auch noch die Brennraumgeometrie sowie die Lage der Einspritzdüse und der Zündkerze eine entscheidende Rolle für die effiziente Anwendung der Direkteinspritzung, insbesondere im Schichtladebetrieb. Hierbei unterscheidet man im Allgemeinen drei verschiedene Verfahren der Gemischbildung [10]: wandgeführte Verfahren, luftgeführte Verfahren sowie strahlgeführte Verfahren (s. Abbildung 2.6).

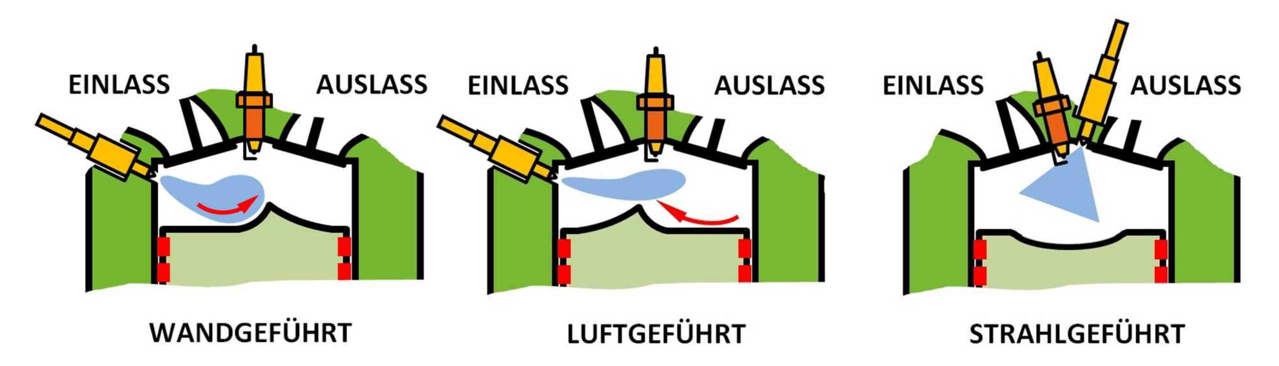


Abbildung 2.6: Gemischbildungsmechanismen direkteinspritzender Ottomotoren [9]

Bei wandgeführten Verfahren wird der Kraftstoff durch eine seitlich im Brennraum angeordnete Einspritzdüse in eine speziell geformte Kolbenmulde eingespritzt. Der Kraftstoff verdampft sowohl auf der Oberfläche des Kolbens als auch während der Durchmischung mit der Luft und wird durch die Ausformung der Kolbenmulde sowie ggf. durch eine unterstützende Drall- oder Tumbleströmung gezielt in Richtung der Zündkerze umgelenkt. Hierdurch wird die gewünschte Kraftstoffwolke von der nicht an der Verbrennung beteiligten Luft getrennt und

eine relativ lange Zeit für die Gemischaufbereitung zur Verfügung gestellt [9]. Nachteilig ist die Benetzung der Wand mit Kraftstoff, die bei unvollständiger Verdampfung und Verbrennung zu erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen führen kann. Weiterhin erhöht die komplizierte Form der Kolbenoberfläche dessen Gewicht und somit die Reibungsverluste. Auch die Wandwärmeverluste sowie die Klopfneigung werden durch den zerklüfteten Brennraum negativ beeinflusst. Trotzdem sind wandgeführte Gemischbildungsverfahren aufgrund ihrer guten Beherrschbarkeit die am weitesten verbreiteten Schichtladungsverfahren [10].

Bei luftgeführten Verfahren soll ein direkter Kontakt von Einspritzstrahl und Kolbenoberfläche durch eine intensive Ladungsbewegung verhindert werden. Die starke Ladungsbewegung führt zu einer sehr guten Durchmischung von Brennstoff und Luft, hat jedoch den Nachteil einer relativ aufwändigen konstruktiven Gestaltung der Ansaugkanäle sowie einer komplizierten Kolbenform zur Strömungsführung und den hiermit verbundenen Verlusten. Weiterhin stellt die Aufrechterhaltung der in der Ansaugphase initiierten Ladungsbewegung zur exakten Positionierung der Gemischwolke bis zum Ende der Kompressionsphase hohe Anforderungen an die Strömungssteuerung, insbesondere wenn diese Verfahren über einen weiten Betriebsbereich angewendet werden sollen. Infolge dieser Schwierigkeiten stellen rein luftgeführte Schichtladeverfahren bis heute eine Seltenheit dar, sind jedoch in Mischformen mit wandgeführten Verfahren recht weit verbreitet [9].

Motoren, die mit strahlgeführten Gemischbildungsverfahren betrieben werden, zeichnen sich durch eine räumliche Nähe von Zündkerze und Einspritzdüse aus. Die Gemischbildung erfolgt in diesem Fall hauptsächlich durch aerodynamische Effekte bei der Interaktion von Kraftstoffstrahl und umgebender Luft, kann jedoch auch noch zusätzlich durch eine Ladungsbewegung unterstützt werden. Da durch diese Art der Gemischaufbereitung hohe Konzentrationsgradienten zwischen Randbereich und Strahlkern auftreten, kann die Zündung nur in einem relativ kleinen, räumlich und zeitlich begrenzten Bereich erfolgen, so dass diese Verfahren sehr empfindlich auf Schwankungen des Einspritzverhaltens, der relativen Lage von Zündkerze und Einspritzdüse sowie eventuelle zyklische Schwankungen reagieren. Aus dem begrenzten räumlichen Bereich, in dem eine Zündung möglich ist, ergibt sich zwangsläufig auch ein enges Zeitfenster für die Zündung, die noch während oder kurz nach Ende der Einspritzung erfolgen sollte. Dies bedeutet eine gewisse Einschränkung der Verfahren, jedoch kann der Einspritzzeitpunkt und somit auch die Lage des Verbrennungsschwerpunktes im Vergleich zu den beiden zuvor genannten Verfahren freier gewählt werden, da der Kolben nur geringen Einfluss auf die Erzeugung des zündfähigen Bereichs hat. Hierdurch können auch kleinste Kraftstoffmengen verbrannt werden und so eine höhere Abmagerung als bei wand- und luftgeführter Ladungsschichtung realisiert werden. Aufgrund

dieser Vorteile wird der strahlgeführten Ladungsschichtung allgemein das höchste Entwicklungspotential zugeschrieben [9, 10].

Zur Untersuchung dieser Vorgänge können optische Messtechniken (s. Abschnitt 2.4.3) sowohl in der Forschung als auch bei der konkreten Entwicklung eines Motors einen wichtigen Beitrag leisten, da viele der im Brennraum ablaufenden Vorgänge nur durch optische Methoden erfasst werden können. So können z.B. die Strömungs- und Mischungsvorgänge im Brennraum sowohl in optisch zugänglichen Motoren als auch in seriennahen Motoren visualisiert und die Kraftstoffverteilung ermittelt werden. Außerdem kann das Kraftstoffspray visualisiert und die Verdampfung der Kraftstofftropfen sowie die Interaktion des Sprays mit der Zylinderinnenströmung untersucht werden. Letztendlich kann auch der Abbrand nach erfolgter Zündung sowie die Temperaturentwicklung in weiten Teilen des Zyklus verfolgt werden. Das sich durch diese Messungen ergebende Gesamtbild liefert somit wichtige Hinweise zur Verbesserung der Prozessführung und ermöglicht so die Schadstoffreduktion und Verbrauchsoptimierung. Einige dieser Methoden wurden im Rahmen dieser Arbeit angewendet und werden in den Abschnitten 2.4.3, 4 und 6 näher erläutert.

2.2.2 Dieselmotoren

Der Dieselmotor stellt nach wie vor die effektivste Wärmekraftmaschine mit innerer Verbrennung dar und erreicht effektive Wirkungsgrade von bis zu 50% [11]. Hierfür sind im Vergleich zum Ottomotor im Wesentlichen zwei technische Merkmale des Dieselmotors verantwortlich. Zum einen erfolgt die Lastregelung nur über die Menge des eingespritzten Kraftstoffes (Qualitätsregelung), d.h. die angesaugte Luftmenge bleibt konstant, so dass Drosselverluste, wie sie aufgrund der Quantitätsregelung beim Ottomotor auftreten, vermieden werden. Zum anderen können Dieselmotoren mit einem wesentlich höheren Verdichtungsverhältnis ($12 < \varepsilon < 21$) sowie ggf. Ladedruck und entsprechend höherem thermischen Wirkungsgrad betrieben werden, da keine Vormischung von Brennstoff und Luft erfolgt, wodurch die Gefahr klopfender Verbrennung ausgeschlossen ist.

Im Gegensatz zum Ottomotor, bei dem im klassischen Fall vor Einleitung der Zündung eine möglichst weiträumige, homogene Gemischaufbereitung angestrebt wird, erfolgt beim Dieselmotor durch Einspritzen des Kraftstoffs in die vorverdichtete, heiße Luft die Zündung selbstständig, sobald sich durch Verdampfung in der Umgebung der einzelnen Kraftstofftropfen ein zündfähiges Gemisch ausgebildet hat. Da durch diese heterogene Gemischbildung während der Verbrennung sowohl sehr fette als auch sehr magere Gemischbereiche mit allen Zwischenstufen vorliegen, treten beim Dieselmotor andere Schadstoffbildungsmechanismen und Anforderungen an die Verbrennungsführung auf als beim Ottomotor. Der grundsätzliche Verlauf der Schadstoffanteile in Abhängigkeit vom Luftverhältnis sowie die Entste-

hungsorte der einzelnen Spezies sind in Abbildung 2.7 dargestellt und zeigen, dass insbesondere die Entstehung von Ruß und NO_x bei der Optimierung der Verbrennung berücksichtigt werden müssen. Die Entstehung von Ruß und unverbrannten Kohlenwasserstoffen wird durch hohe Temperaturen und Luftmangel, wie sie im Kern des Einspritzstrahls nach der Entflammung vorliegen, begünstigt, wohingegen die Bildung von NO_X durch hohe Temperaturen und Luftüberschuss in den Randgebieten des Einspritzstrahls, entsprechend den bereits für den Ottomotor beschriebenen Vorgängen, begünstigt wird. Daher wird eine möglichst schnelle Durchmischung von Brennstoff und Luft angestrebt, um Bereiche mit extremen Luftverhältnissen zu vermeiden und zum Zeitpunkt der Entflammung möglichst günstige Bedingungen für den Ausbrand zu schaffen. Die wichtigsten Einflussgrößen sind hierbei Drall- und Quetschströmung der Verbrennungsluft sowie ein möglichst fein zerstäubtes Kraftstoffspray.

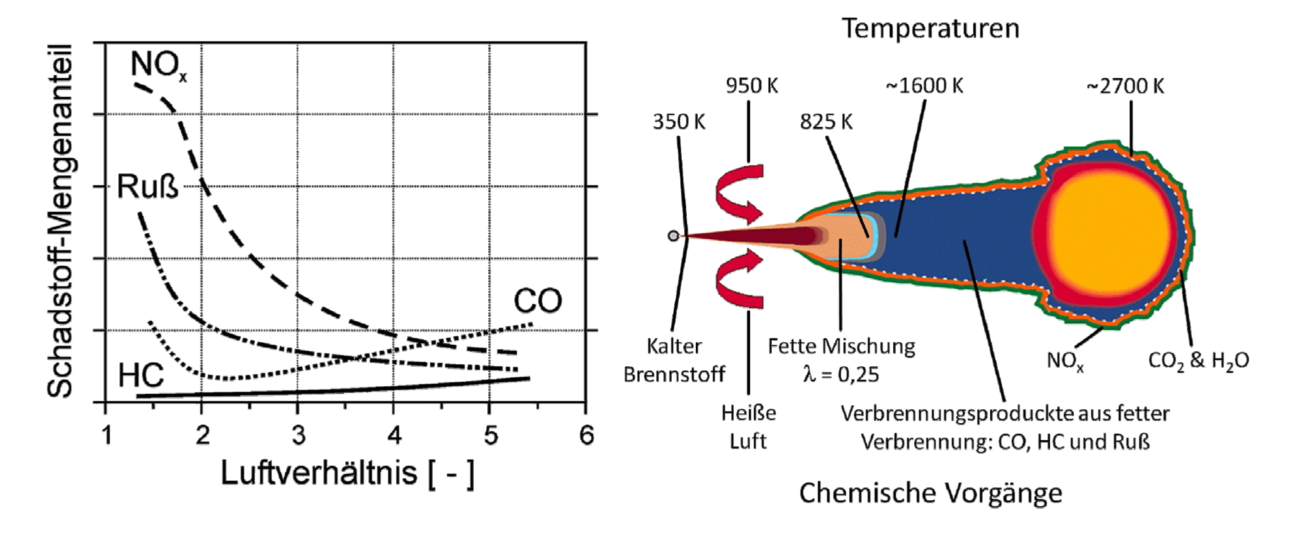


Abbildung 2.7: Schadstoffemissionen beim Dieselmotor in Abhängigkeit vom Luftverhältnis [5] sowie Temperaturen und Entstehungsorte der verschiedenen Schadstoffspezies [12]

Der Drall kann der einströmenden Luft durch eine zweckmäßige Form der Einlasskanäle aufgeprägt werden und sorgt während der Einspritzung und Verbrennung durch eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen Einspritzstrahl und Verbrennungsluft für ein hohes Turbulenzniveau und eine schnelle Durchmischung der Oxidationspartner sowie Verdampfung des Brennstoffs. Hierzu trägt auch die durch Verdrängung von Luft aus dem Quetschspalt in die Kolbenmulde während des Verdichtungshubes entstehende Quetschströmung bei, die mit der Drallströmung interagiert und so das Aufreißen des Einspritzstrahles unterstützt. Im weiteren Verlauf der Verbrennung sorgt der Drall für eine stetige Vermischung von Verbrennungsgasen und restlicher Luft, wodurch trotz der bereits genannten Maßnahmen entstandener Ruß und Kohlenwasserstoffe ausreichend mit Sauerstoff versorgt werden, um deren Nachoxidation bis zum Ende der Expansion zu ermöglichen. Hierdurch können bis zu 95% der entstandenen Rußpartikel innermotorisch verbrannt werden [11].

Zur Erzeugung eines Kraftstoffsprays, das sowohl aus sehr feinen Tröpfchen bestehen, aber auch bis in die Randbereiche des Brennraums vordringen soll, ist die kinetische Energie des Einspritzstrahls von entscheidender Bedeutung. Um sie zu erhöhen, ist ein möglichst hoher Einspritzdruck nötig, so dass heutige Dieselmotoren mit Einspritzdrücken von über 2000 bar arbeiten. Hierdurch kann die Anzahl der Düsenlöcher bei gleichzeitiger Verringerung des Düsenlochdurchmessers erhöht werden, was bereits zu einer gleichmäßigeren Verteilung des Brennstoffs im Brennraum führt. Auch wird durch steigenden Einspritzdruck der Lufteintrag in den Strahl erhöht, so dass weniger fette Zonen im Einspritzstrahl entstehen. Neben der kinetischen Energie spielt auch der Strahlkegelwinkel eine wichtige Rolle, da durch seine Zunahme der Impulsaustausch zwischen Kraftstoff und Luft verbessert wird und somit eine bessere Durchmischung stattfindet. Dieser wird im Wesentlichen von der Düseninnengeometrie und der im Spritzloch auftretenden Kavitation beeinflusst. Zunehmende Kavitation durch erhöhten Einspritzdruck verbessert die Ausbildung von Wirbeln im Einspritzstrahl, vergrößert so den Strahlwinkel und führt hierdurch zu einer feineren Zerstäubung [11].

Im Anschluss an die Einspritzung und Zerstäubung des Kraftstoffs verdampft dieser. Hierbei ist eine hohe Relativgeschwindigkeit, erzielbar durch hohen Einspritzdruck, zwischen Kraftstofftröpfchen und der umgebenden Luft sowie eine hohe Luftdichte durch ein hohes Kompressionsverhältnis förderlich, da hierdurch der Wärme- und Stoffübergang zwischen Luft und Brennstoff verbessert wird. Sobald in einem Teil des Gemisches ein Luftverhältnis zwischen 0,3 und 1,5 vorliegt, ist das Gemisch prinzipiell zündfähig. Die zum Erreichen dieses Zustandes notwendige Zeit wird physikalischer Zündverzug genannt. Anschließend erfolgt durch Kraftstoffzerfall bzw. Radikalbildung nach der sog. chemischen Zündverzugszeit die Zündung des Kraftstoffs. Beide Zündverzüge summieren sich zur Gesamt-Zündverzugszeit, die bei modernen Motoren im Bereich zwischen 0,3 und 0,8 ms (aufgeladene Motoren) bzw. 1,0 bis 1,5 ms (Saugmotoren) liegt [11].

Da die Zündverzugszeit in der Regel, insbesondere bei hoher Last, geringer als die Einspritzdauer ist, erfolgt ein Teil der Einspritzung meist bei bereits gestarteter Verbrennung, so dass es nicht gelingt, den gesamten Kraftstoff vor der Zündung zu verdampfen. Dies wäre zur Vermeidung von Rußbildung wünschenswert, da so extrem fette Gemischbereiche vermieden werden könnten. Andererseits entstehen in den vorgemischten Bereichen aufgrund hoher Verbrennungstemperaturen vermehrt Stickoxide, die im weiteren Prozessablauf nicht mehr abgebaut werden können. In fetteren Bereichen hingegen erfolgt eine vermehrte Rußproduktion bei gleichzeitig relativ geringen Verbrennungstemperaturen. Da Ruß prinzipiell noch während der Verbrennung oxidiert werden kann, besteht ein wesentliches Ziel der modernen Verbrennungsentwicklung für Dieselmotoren in einer möglichst effektiven Nachoxidation des entstandenen Rußes. Hierfür ist eine möglichst geringe Partikelgröße sowie wenig

Agglomeration und eine gute Durchmischung des rußbehafteten Abgases mit restlichen Luft im Brennraum nötig (s.o.). Moderne Einspritzsysteme mit Piezo- und Magneteinspritzventilen können hierzu einen wichtigen Beitrag leisten, da durch sie sowohl Mehrfacheinspritzungen zur Erhöhung von turbulenter Durchmischung im Brennraum als auch eine Beeinflussung der Einspritzrate während des Einspritzvorgangs (*rate shaping*) möglich sind. Daher ist die Verwendung solcher Düsen auch für den im Rahmen dieser Arbeit verwendeten optisch zugänglichen Motor vorgesehen und wie in Kapitel 5.4 und Kapitel 6.3 beschrieben genutzt worden.

Ebenso wie beim Ottomotor können optische Messverfahren bei der Entwicklung und Verbesserung der Dieselmotorischen Verbrennung in vielerlei Hinsicht angewendet werden. Aufgrund der hohen Bedeutung der Zylinderinnenströmung sind insbesondere Methoden zur Messung des Strömungsfeldes von Interesse. Auch die Untersuchung des Sprays ist aus den o.g. Gründen von hohem Interesse, da seiner Beschaffenheit eine hohe Bedeutung für die Vermeidung von Schadstoffen zukommt. Insbesondere die Entstehung und der Abbrand von Ruß sind bei der Dieselverbrennung von hoher Bedeutung, so dass auch Methoden zur Messung der Rußpartikelgrößenverteilung und der Partikelverteilung an sich von hohem Interesse sind. Bei der Anwendung dieser Methoden treten jedoch im Vergleich zum Ottomotor häufiger Probleme auf, da durch das hohe Maß der Rußentstehung und das von diesem emittierte Lichtsignal viele der auf den Ottomotor anwendbaren Untersuchungsmethoden eingeschränkt werden. Des Weiteren erschweren die zum Teil sehr komplizierten Oberflächengeometrien des Kolbens (Kolbenmulde) die optische Zugänglichkeit von Dieselmotorbrennräumen. Andererseits kann das vom Ruß emittierte Signal auch für Untersuchungsmethoden (z.B. thermisches Rußleuchten, s. Abschnitt 4) verwendet werden, die sich bei Ottomotoren nicht anwenden lassen, so dass insgesamt auch für die Untersuchung von Dieselmotoren optische Methoden eine immer größere Rolle in der Entwicklung spielen.

2.2.3 Brennverfahren mit Selbstzündung

In den letzten Jahren wird in immer größerem Umfang versucht, die Vorteile der beiden o.g. Brennverfahren in einem neuen Brennverfahren zu vereinigen. Ziel ist hierbei insbesondere die Optimierung des Teillastbetriebs, da dieser den dominierenden Betriebszustand heutiger Kraftfahrzeuge darstellt [13]. Im Fokus stehen hierbei Untersuchungen zur homogenen Selbstzündung magerer Gemische. Verfahren, die vom Otto-Motor ausgehen und dementsprechend Otto-Kraftstoffe verwenden, werden häufig als CAI-Verfahren (*Controlled Auto-Ignition*) bezeichnet, wobei ein wesentlicher Unterschied zum klassischen Otto-Verfahren in der Zurückhaltung größerer Abgasmengen im Brennraum zur Steigerung der Gemischtemperatur und somit zum Ermöglichen der Selbstzündung besteht. Um eine möglichst gute Homogenisierung von Ottokraftstoff und Luft/Abgas zu erreichen wird der Kraftstoff häufig

bereits während der Ansaugphase eingespritzt. Dieselmotor-basierte Verfahren hingegen werden häufig als HCCI-Verfahren (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) bezeichnet. Auch hierbei wird häufig Abgas zurückgehalten um die Brennraumtemperatur zu erhöhen und so die Verdampfung des im Vergleich zum Ottokraftstoff schwerer zu verdampfenden Dieselkraftstoffs zu ermöglichen. Da jedoch Dieselkraftstoff aufgrund seiner chemischen Zusammensetzung leichter zur Selbstzündung neigt als Ottokraftstoff, wird in vielen Fällen die Einspritzung erst in der Kompressionsphase vorgenommen. Das Kompressionsverhältnis nähert sich bei beiden Motorenvarianten einander an, da es bei Ottomotor-basierten Verfahren angehoben werden muss, um die Kompressionstemperaturen zur Einleitung der Selbstzündung zu erhöhen, wohingegen es bei den Dieselmotor-basierten Verfahren reduziert werden muss, um ein frühzeitiges Umsetzen des Dieselkraftstoffs zu vermeiden [14]. Da Merkmale und Verfahrensstrategien beider Basisverfahren in sehr vielen Fällen gemischt werden, ist eine genaue Unterscheidung zwischen CAI und HCCI äußerst schwierig. Im folgenden wird zur Vereinfachung nur noch die Bezeichnung HCCI für Betriebszustände verwendet, bei denen eine Selbstzündung des Kraftstoffs angestrebt wurde.

Durch homogene Selbstzündung können sehr magere Gemische weit außerhalb der üblichen Zündgrenzen verbrannt werden. Vorteilhaft hierbei ist, dass durch die hohe Abmagerung des Gemisches der Energieumsatz weiträumig verteilt und bei relativ geringen Temperaturen abläuft, wodurch insbesondere die Bildung von thermischem NO_X (Bildung bevorzugt ab ~2000 K) stark verringert wird und auch die Bildung von Ruß aufgrund der homogenen Verbrennung weitgehend ausgeschlossen werden kann. Des Weiteren ergibt sich die Möglichkeit, die beim Ottomotor auftretenden Drosselverluste im Teillastbetrieb zu reduzieren, da wie beim Dieselmotor die Leistungsabgabe über die Menge des eingebrachten Kraftstoffs regelbar ist. Im Gegensatz zum Dieselmotor wird jedoch nicht immer die gleiche Luftmenge angesaugt, sondern vielmehr ein mehr oder weniger großer Anteil des Abgases im Brennraum durch eine Ventilunterschneidung im Ladungswechsel-OT (LOT) zurückgehalten, oder während der Ansaugphase durch ein zusätzliches Öffnen der Auslassventile aus dem Auslasssystem wieder angesaugt. Diese Maßnahme ist erforderlich, um auch bei den für Ottomotoren typischen, relativ geringen Verdichtungsverhältnissen ($\varepsilon \approx 10$ bis 14) eine für die Selbstzündung des Kraftstoffes ausreichende Kompressionsendtemperatur zu erreichen [4].

Die größte Herausforderung bei der praktischen Umsetzung des HCCI-Verfahrens besteht in der Steuerung der Verbrennung, da diese nicht gezielt wie beim konventionellen Otto-Prozess durch einen Zündfunken oder wie beim Diesel-Prozess durch das Einspritzen von Brennstoff gestartet werden kann, sondern gesteuert durch die chemische Kinetik spontan abläuft. Die Zündung erfolgt dabei in den zwei in Abbildung 2.8 dargestellten Stufen, die je nach Zustand des Gemisches zeitlich mehr oder weniger klar voneinander getrennt sind. In

der ersten Stufe, der sog. „kalten Flamme" werden unterhalb von ca. 900 K durch Reaktion mit Sauerstoff zunächst Wasserstoffatome von den Kohlenwasserstoffen abgespalten, wodurch sich Radikale wie z.B. $HO_2^{\bullet}$ bilden. Diese reagieren in komplexen Reaktionen weiter mit den verbliebenen Kohlenwasserstoffen und bilden weitere Radikale, die wiederum mit den Kohlenwasserstoffen reagieren [4]. Hierbei wird nur eine geringe Wärmemenge freigesetzt, die zu einem langsamen Temperaturanstieg (im Kompressionshub unterstützt durch die steigende Verdichtung) und einer daraus resultierenden Verschiebung des chemischen Gleichgewichts hin zur Bildung von Alkenen und $HO_2^{\bullet}$-Radikalen. Diese bilden unterhalb von ca. 1000 K Wasserstoffperoxid, das zunächst kaum weiterreagiert und somit zu einer Verlangsamung der weiteren Reaktionen führt. Steigt die Temperatur nun, auch infolge der fortschreitenden Kompression, weiter an, so beginnt ab Temperaturen oberhalb von etwa 1000 K die Zersetzung von Wasserstoffperoxid zu $OH^{\bullet}$-Radikalen. Durch diese Kettenverzweigung steigt die Anzahl der möglichen Folgereaktionen, wodurch sich der weitere Reaktionsablauf beschleunigt, so dass es zur 2. Zündung mit vollständiger Umsetzung des Kraftstoffs kommt. In dieser Reaktion wird der größte Teil der Wärme freigesetzt, so dass der Beginn der 2. Zündung entscheidend für die Energieumsetzung im Brennraum und somit auch für die effiziente Ausnutzung der freiwerdenden Energie ist [4].

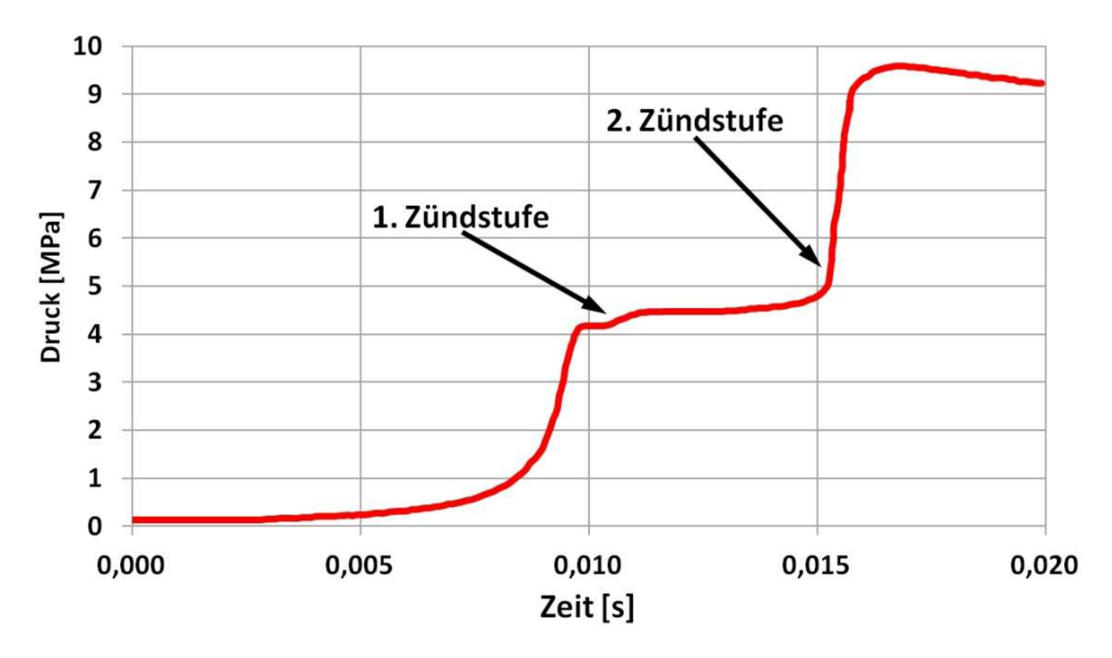


Abbildung 2.8: Zweistufiger Verlauf der Zündung eines Alkan/Luft-Gemisches in einer *rapid compression machine* (nach [4])

Die Selbstzündung gemäß den oben beschriebenen Mechanismen unterliegt einer Vielzahl von Einflussfaktoren, wie z.B. der lokalen und globalen Gemischzusammensetzung, der Durchmischung von Frischluft, Abgas und Kraftstoff, der Temperatur-Druck-Historie der Mischung, Motortemperatur, Ansaugtemperatur sowie den chemischen und physikalischen Eigenschaften des Brennstoffs [13, 14]. Hierdurch wird, insbesondere in transienten Motor-

betriebszuständen mit sich ständig ändernden Randbedingungen, eine hinreichend genaue Steuerung des Umsatzschwerpunktes enorm erschwert, so dass eine Reihe von Ansätzen untersucht werden, um dieses Problem zu lösen.

Ein wichtiger Ansatz, der in allen Verfahren zur Regelung herangezogen wird, besteht im Zurückhalten oder dem Wiederansaugen von heißem Abgas, um ein ausreichendes thermisches Niveau der Mischung zum gewünschten Selbstzündzeitpunkt zu gewährleisten. Hierzu kann auf verschiedene Arten vorgegangen werden. Zum einen ist es möglich, die Einlassventile während des Ausschiebens kurzzeitig zu öffnen, so dass Abgas in das Ansaugsystem gelangt und in der folgenden Ansaugphase wieder in den Brennraum gesaugt wird. In ähnlicher Weise können die Auslassventile während der Ansaugphase erneut geöffnet, oder bis in die Ansaugphase offen gehalten werden, so dass Abgas aus dem Abgassystem angesaugt wird. Vergleichsweise einfach und daher häufig angewendet ist eine weitere Methode, die auch im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurde. Hierbei wird das Auslassventil noch vor dem vollständigen Ausschieben der Abgase geschlossen, wodurch es im LOT zu einer zweiten, der sog. Zwischenkompression kommt. Um hierbei die Pumpverluste gering zu halten und die Zwischenkompression für weitere verfahrenstechnische Maßnahmen zu nutzen, werden auch die Einlassventile erst spät geöffnet. Obwohl sich durch diese Maßnahmen die HCCI-Verbrennung in einem gewissen Kennfeldbereich, vor allem im Stationärbetrieb, kontrollieren lässt, bereiten insbesondere niedrige Lastpunkte (nahe Leerlauf) Probleme, da nicht genug thermische Energie für die Selbstzündung durch das Abgas zur Verfügung gestellt werden kann [14]. In anderen Bereichen können unvermeidbare Mischungs-Inhomogenitäten zu einer unzureichenden Kontrolle des Kraftstoffumsatzes führen, so dass allein die Abgasrückhaltung bzw. -rezirkulation nicht ausreichend zur Kontrolle des HCCI-Betriebs sind [13].

Eine weitere wichtige Steuerungsmethode für die HCCI-Verbrennung, die in Kombination mit der Abgasrückhaltung verwendet wird, besteht im Einsatz der Direkteinspritzung anstelle einer Saugrohreinspritzung. Hierdurch kann der Kraftstoff in einer oder in mehreren Einspritzungen zu beliebigen Zeitpunkten während der Ansaug- und Kompressionsphase eingespritzt werden. So ist es möglich, gezielt die Homogenität und damit indirekt die Selbstzündeigenschaften des Gemisches zu beeinflussen und so die Regelung des Selbstzündzeitpunktes und auch der Wärmefreisetzungsrate vorzunehmen. Eine frühe Einspritzung in die Ansaugphase führt hierbei zu einer insgesamt sehr guten Durchmischung von Kraftstoff, Luft und Abgas mit entsprechend niedrigen NO_X-Emissionen. Allerdings kann es durch eine derart gute Homogenisierung auch zur vermehrten Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen kommen, da in den Randbereichen des Brennraums sowie z.B. im Feuersteg Kohlenwasserstoffe während der Kompression gespeichert und nicht von der Verbrennung er-

fasst werden (Quenching). Daher wird in vielen neueren Ansätzen gezielt von einer (nahezu) vollständigen Homogenisierung abgewichen und eine mehr oder weniger stark ausgeprägte Ladungsschichtung (s. auch Abschnitt 2.2.1) angestrebt, um die Emissionen zu senken und die Selbstzündeigenschaften sowie die Umsatzrate während der Verbrennung zu beeinflussen. Begrenzt wird die Ladungsschichtung allerdings durch die mit zunehmendem Kraftstoffanteil in einem Teil des Brennraums ebenfalls zunehmende Rußbildung, gesteigerte Verbrennungstemperaturen (NO_X-Bildung) sowie zu hohe Umsatzraten (Übergang zur klopfenden Verbrennung) [14]. Einige Konzepte bedienen sich einer zusätzlichen Einspritzung eines Teils des Kraftstoffs in die Zwischenkompression. Hierdurch bilden sich bereits in der Zwischenkompression in der ersten Zündstufe Radikale, die jedoch aufgrund des unzureichenden Druck- und Temperaturniveaus in der Zwischenkompression nicht vollständig reagieren, sondern sich durch die Expansion, das Ansaugen von Frischluft und die anschließende Kompression mit dem Zylinderinhalt vermischen. In der Hauptkompression beeinflussen diese Spezies nun die chemische Kinetik so, dass eine Beschleunigung der Gesamtreaktion (Steigerung der Zündwilligkeit) stattfindet, wodurch der Selbstzündzeitpunkt besser gesteuert und außerdem die Stabilität der Verbrennung verbessert werden können [13-15]. Die genauen Wirkungsmechanismen in der Zwischenkompression sind noch nicht vollständig bekannt. Ihre Untersuchung ist auch Teil der vorliegenden Arbeit.

Auch für die Untersuchung von Brennverfahren mit Selbstzündung können optische Diagnoseverfahren vielfältig eingesetzt werden, wobei aufgrund der hohen Abgasanteile und der besonderen Rolle der Homogenität der Mischung für den Reaktionsablauf insbesondere Verfahren von Interesse sind, mit deren Hilfe die Durchmischung von Luft, Restgas und Kraftstoff beurteilt werden kann. In diesem Zusammenhang ist auch die Untersuchung des Sprayverhaltens von hohem Interesse, da dieses zu einem großen Teil für die Ausbildung der Mischung verantwortlich ist. Eine besondere Rolle kommt der Untersuchung des Ursprungs und der Auswirkungen von Temperaturinhomogenitäten mit geeigneten optischen Messverfahren zu, da diese für den Verlauf der Selbstzündung von hoher Bedeutung sein können. Weiterhin ist in Bezug auf Versuche mit Voreinspritzungen in die Zwischenkompression die Untersuchung der Bildung bestimmter Spezies, die in der ersten Zündstufe gebildet werden, wie z.B. Formaldehyd (CH_2O), von Interesse, um die Wirksamkeit von Verfahrensänderungen zu beurteilen (s. Abschnitt 6.2).

2.3 Generelle Entwicklungstrends zukünftiger Motorenkonzepte

2.3.1 Downsizing

Ein effektiver Weg zur Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs besteht in einer Erhöhung des effektiven Mitteldrucks, d.h. einer Verschiebung der Motorbetriebspunkte in Kennfeldbereiche mit einem höheren Wirkungsgrad [5]. Wird von einer gleichbleibenden geforderten Nutzleistung ausgegangen, so erlaubt diese Erhöhung des Mitteldrucks eine Verkleinerung des gesamten Hubvolumens [3, 5], das sogenannte „Downsizing". Zur praktischen Umsetzung dieses Ansatzes sind eine Reihe technischer Maßnahmen erforderlich, von denen die Wichtigsten in Tabelle 2.1 zusammengefasst sind. Diese Maßnahmen werden in der Regel nicht allein, sondern in verschiedenen Kombinationen eingesetzt. Je nach Konzept des Motors bzw. der Anforderungen des Kraftfahrzeugs lassen sich Verringerungen des Kraftstoffverbrauchs von über 10% realisieren [9]. Die Auswirkungen der einzelnen Maßnahmen sollen im Folgenden genauer erläutert werden.

Tabelle 2.1: Technische Maßnahmen beim Downsizing und ihre Auswirkungen [5]

Maßnahme	Nutzen / Effekt
Verringerung des Hubraumes / Verringerung der Zylinderanzahl	Verringerung der Reibungsverluste, Verringerung der Ladungswechselarbeit
Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses	Höherer Wirkungsgrad und Mitteldruck
Drehzahlabsenkung	Verringerung der Reibungsverluste, geringere Ladungswechselverluste
Aufladung	Höherer Mitteldruck, geringere Ladungswechselverluste
Direkteinspritzung	Verringerte Klopfneigung, bessere Verbrennungssteuerung

Eine Verringerung des Hubraumes kann prinzipiell auf verschiedenen Wegen erfolgen. Der erste Weg besteht in der Verkleinerung des Gesamthubvolumens durch Verringerung des Hubvolumens der einzelnen Zylinder bei gleichbleibender Zylinderzahl, oder der Verringerung der Zylinderanzahl bei gleichem Hubvolumen pro Zylinder. Vorteilhaft an einer Verkleinerung des Zylinderhubvolumens sind die verringerte Ladungswechselarbeit und, bei konstanter Zylinderanzahl, das unveränderte Lauf- und Schwingungsverhalten des Motors. Von Nachteil sind die mit sinkendem Brennraumvolumen aufgrund des ungünstigeren Volumen- zu Oberflächenverhältnisses zunehmenden Wandwärmeverluste (auf den einzelnen Zylinder

bezogen) und die zunehmenden Reibungsverluste. Dementsprechend wirkt sich bei einer Reduzierung der Zylinderanzahl die Verringerung der Wandwärme- und Reibungsverluste positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. Weiterhin positiv ist in diesem Fall die im Vergleich zur Verringerung des Zylindervolumens stärkere Verkleinerung des Bauraumes zu werten. Allerdings verschlechtert eine abnehmende Zylinderanzahl das Lauf- und Schwingungsverhalten. In der praktischen Umsetzung wird daher meist eine Kombination aus Verringerung des Zylindervolumens und Verringerung der Zylinderanzahl gewählt, die sämtlichen Anforderungen möglichst gerecht wird [5, 9].

Wie bereits in Abschnitt 2.1 erläutert, ist es zum Erreichen eines hohen Wirkungsgrades grundsätzlich sinnvoll, ein möglichst hohes Verdichtungsverhältnis anzustreben, da der thermodynamische Wirkungsgrad wesentlich vom Verdichtungsverhältnis ε abhängt. Wie aus den Gleichungen 2.1, 2.2 und 2.3 hervorgeht, lässt sich der Wirkungsgrad neben einer Steigerung des Verdichtungsverhältnisses durch die Erhöhung des Isentropenexponenten κ vergrößern, was einer Verringerung des Kraftstoffanteils im Gemisch (mageres Gemisch) entspricht. Dies ist allerdings bei Verwendung von Fremdzündung nur soweit möglich, wie das Gemisch zündfähig bleibt, so dass zu diesem Zweck auch die Anwendung des HCCI-Verfahrens (s. Abschnitt 2.2.3) von hohem Interesse ist, da mit diesem Verfahren auch sehr magere Mischungen verbrannt werden können, die sonst nicht zündfähig wären. Um bei Verwendung von Selbstzündung jedoch einen größeren Lastbereich abdecken zu können, muss durch verschiedene Maßnahmen eine indirekte Beeinflussung des Selbstzündzeitpunkts über die thermischen und chemischen Eigenschaften der Mischung stattfinden, da sonst entweder keine Zündung eintritt oder es zu Verbrennungen mit unzulässig hohen Druckanstiegsraten kommt. Um diese Brennverfahren näher untersuchen zu können wurden daher im Rahmen dieser Arbeit Versuche unternommen, den optisch zugänglichen Einzylindermotor mit Selbstzündung zu betreiben, wobei den beschriebenen Schwierigkeiten besondere Aufmerksamkeit galt. Details zu diesen Versuchen finden sich in Abschnitt 6.1 und Abschnitt 6.2.

Die bereits genannten Maßnahmen werden häufig mit einer Reduzierung der Drehzahl kombiniert, um eine Verschiebung des Lastpunktes zu höheren Lasten bzw. in einen verbrauchsgünstigeren Kennfeldbereich zu erreichen und die mechanische Reibung durch geringere Kolbengeschwindigkeiten zu reduzieren. Zur Umsetzung im Fahrzeug muss dann die Getriebeauslegung dahingehend verändert werden, dass die Gänge länger übersetzt werden, um das gleiche Fahrverhalten wie bei höheren Drehzahlen zu erzielen. Hierbei muss jedoch, wie auch bei der Verringerung des Hubraumvolumens, eine gewisse Zunahme der Wandwärmeverluste berücksichtigt werden, da durch die geringere Drehzahl mehr Zeit für die Wärmeübertragung zwischen Füllung und Brennraumwand zur Verfügung steht [5, 16].

Besonders bei der Umsetzung von HCCI-Brennverfahren, bei denen eine hohe Sensitivität bezüglich der Mischungstemperatur besteht, kann sich dieser Effekt negativ auswirken, was auch im Rahmen der am optischen Motor durchgeführten HCCI-Versuche zu beobachten war (s. Abschnitt 6.1).

Wie bereits erwähnt, besteht eines der Ziele des Downsizings in der Erhöhung des effektiven Mitteldrucks bei gleichbleibendem oder sogar verringertem Hubraum und einer damit verbundenen Erhöhung des Wirkungsgrades. Um dies zu erreichen, kann eine Aufladung des Motors erfolgen [3], für deren technische Umsetzung verschiedene Verfahren zum Einsatz kommen können, von denen einige in Abbildung 2.9 schematisch dargestellt sind. Sie lassen sich in die mechanische Aufladung (Rootsgebläse, Schraubenverdichter oder Spiralverdichter), bei der die zum Antrieb des Verdichters benötigte Energie mechanisch von der Kurbelwelle abgenommen wird, und die Abgasturboaufladung, bei der die Energie mit Hilfe einer Turbine aus dem Abgas gewonnen und dem Verdichter (Radialverdichter) über eine gemeinsame Welle zugeführt wird, aufteilen.

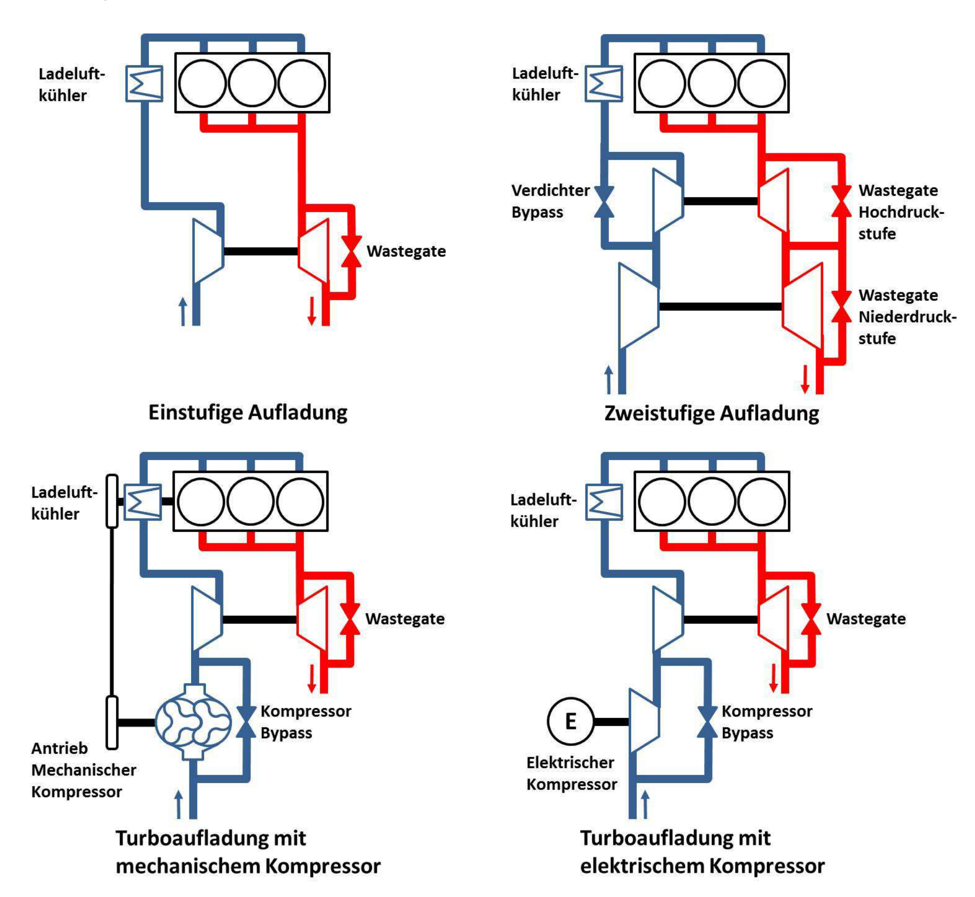


Abbildung 2.9: Aufladekonzepte für das Downsizing (nach [17])

Aus thermodynamischer Sicht ist der Abgasturbolader der mechanischen Aufladung vorzuziehen, da die zur Aufladung benötigte Energie aus der Abgasenthalpie gewonnen und nicht dem Motor entzogen wird, wodurch sich der Wirkungsgrad des Gesamtprozesses weiter

steigern lässt. Andererseits weist die mechanische Aufladung ein besseres Ansprechverhalten bei Laständerungen auf, da der Lader fest an die Drehzahl des Motors gekoppelt ist, und somit schnell auf den erhöhten Luftbedarf bei steigender Drehzahl reagieren kann. Beim Turbolader hingegen muss bei einer Laststeigerung zunächst das Laufzeug beschleunigt werden, wodurch es zu einer Verzögerung in der Leistungsabgabe des Motors kommt. Da dieses Verhalten insbesondere bei Kraftfahrzeugen unvorteilhaft ist, werden verschiedene Maßnahmen angewendet, um einen schnelleren Druckaufbau zu gewährleisten [5]. So wird z.B. der Einlassquerschnitt der Turbine verkleinert, um auch bei niedrigen Lasten/Drehzahlen mit geringen Abgasmengen einen hohen Abgasdruck an der Turbine zur Verfügung zu haben. Bei höheren Lasten hingegen muss in diesem Fall ein Teil des Abgases an der Turbine vorbeigeleitet werden (mit Hilfe des sog. *„wastegate“*), da sonst ein zu hoher Ladedruck aufgebaut würde. Andere Varianten bestehen z.B. in der Verwendung mehrerer Turbolader, variabler Turbinengeometrien (*Variable Turbine Geometrie* VTG) oder in elektrisch unterstützten Ladern, die die Beschleunigung des Laufzeugs unterstützen oder nur kurzfristig zur Unterstützung zugeschaltet werden. Auch beim optischen Motor wurde ein elektrisch betriebener Verdichter in der Ansaugstrecke verwendet, allerdings nicht primär zum Erzielen hoher Ladedrücke, sondern zur Regelung des Ansaugdruckes auf ein konstantes Druckniveau.

Ein besonders wichtiges Verfahren zur Verringerung von Ladungswechselverlusten und zur flexibleren Gestaltung der Verbrennungssteuerung ist die Direkteinspritzung. Während diese bei Dieselmotoren bereits seit Beginn der Entwicklung eingesetzt wird, findet sie bei Ottomotoren erst in den letzten Jahren zunehmend Anwendung [9]. Durch sie lassen sich die Ladungswechselverluste gering halten, da die Laststeuerung (zumindest theoretisch) ohne Drosselklappe und die damit verbundenen Verluste erfolgen kann. Die Leistung kann somit ausschließlich über die eingespritzte Kraftstoffmenge geregelt werden. Praktisch ist die Leistungsregelung nur über die Einspritzmenge jedoch schwierig zu realisieren, da immer für ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze gesorgt werden muss. Daher wird meistens trotzdem ein Teil der Regelung durch die Drosselklappe vorgenommen. Vorteilhaft ist weiterhin die Verbesserung des Ansprechverhaltens, da Änderungen der Kraftstoffmenge sofort wirksam werden, sowie die Möglichkeit, die Gemischbildung und Verbrennung im Zylinder direkt, z.B. durch Mehrfacheinspritzung, zu beeinflussen. Ein weiterer Vorteil ist eine Erhöhung des Liefergrades, da durch die Einspritzung von Kraftstoff in den Ansaughub die Dichte der Luft durch Verdunstungskühlung erhöht wird und somit eine Steigerung der Ansaugluftmenge möglich ist [5]. Aufgrund der Vielzahl von Vorteilen gegenüber einer Saugrohreinspritzung oder gar eines klassischen Vergasers wird ein wachsender Anteil der Ottomotoren mit Direkteinspritzung ausgerüstet. Auch der optische Motor bietet zur Untersuchung von Brennverfahren mit Direkteinspritzung die Möglichkeit, zwei verschiedene Direkteinspritzdüsen zu

verwenden (s. Abschnitt 5.4) und alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurden mit Direkteinspritzung durchgeführt.

2.3.2 Mechanische Verbesserungen

Obwohl der grundlegende Aufbau des Verbrennungsmotors nun schon seit mehr als 100 Jahren nahezu unverändert verwendet wird, ergeben sich im Detail noch immer Verbesserungsmöglichkeiten. Hierbei spielen insbesondere mechanische Veränderungen, die Reduzierung der mechanischen Reibung, sowie die Festigkeitssteigerungen der Komponenten eine wichtige Rolle, wobei gleichzeitig das Gewicht des Motors bzw. der Komponenten verringert werden soll.

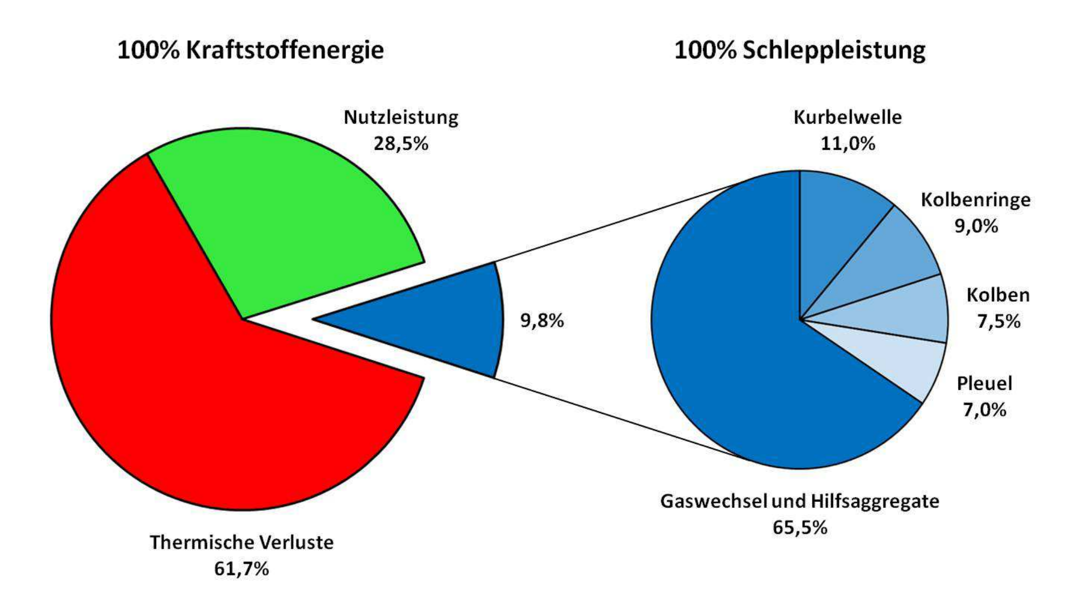


Abbildung 2.10: Aufteilung des Wirkungsgrades für einen Viertakt-Ottomotor (nach [3])

Wie aus der in Abbildung 2.10 dargestellten Wirkungsgradaufteilung für einen Ottomotor hervorgeht, stellen die mechanischen Verluste zwar den im Vergleich zu den thermischen Verlusten geringeren Anteil dar, bieten jedoch insbesondere im Bereich des Ventiltriebs und der Hilfsaggregate ein hohes Einsparpotential. Dies wurde bereits im vorhergehenden Kapitel deutlich, da eine der beim Downsizing verfolgten Strategien auf die Reduzierung der Ladungswechselverluste durch Entdrosselung zurückgreift. Hierbei spielen besonders mechanisch veränderte Ventiltriebe eine entscheidende Rolle, da erst mit ihnen vollvariable Ventiltriebe zur Veränderung der Steuerzeiten und Ventilhübe möglich werden, wie sie für die Umsetzung moderner Brennverfahren nötig sind. Diese sollen im Folgenden etwas genauer beschrieben werden, da der Versuchsmotor einlassseitig mit einem System zur variablen Ventilhubeinstellung ausgerüstet (*Valvetronic* der Firma BMW, Details s. Kapitel 5.1.2) und die Variation von Steuerzeiten sowie des Ventilhubs für einige der durchgeführten Experimente von Bedeutung ist. Außerdem könnte, wie später erläutert wird, durch zusätzlichen Einsatz

eines Systems zur Verstellung der Steuerzeiten im laufenden Betrieb (*Variable Nockenwellensteuerung* VANOS) das Anfahren des HCCI-Betriebs im optischen Motor vereinfacht werden.

Die Variation der Steuerzeiten erfolgt entweder individuell für jede Nockenwelle über Nockenwellenversteller, die in den Kettenrädern oder Zahnriemenscheiben untergebracht sind, oder über Kettenversteller, die auf die Steuerkette zum Antrieb der beiden Nockenwellen wirken und so beide Nockenwellen gleichzeitig verstellen. Allen Konstruktionen gemein ist, dass sie die relative Stellung der Nockenwellen gegenüber der Kurbelwelle verändern. Der Antrieb erfolgt in den meisten Fällen hydraulisch mit Hilfe des Motorölsystems und Steuerventilen. Um zusätzlich auch den Hub der Ventile variabel gestalten zu können, kommen verschiedenste Systeme zur Anwendung, die mit verschiebbaren Nocken, Zwischenhebeln oder hydraulischen Verstelleinheiten den Ventilhub beeinflussen. Angetrieben werden diese Systeme entweder über die Motorölversorgung oder elektromechanisch. Diese Verstellsysteme bieten zwar bereits ein breites Spektrum an Verstellmöglichkeiten, weisen aber je nach Ausführung nur einen Teil der gewünschten Merkmale auf und sind auf einen relativ kleinen Verstellbereich begrenzt. Des Weiteren lassen sich mit ihnen die Reibungsverluste im Ventiltrieb nicht verringern, da durch die zusätzlich verbauten Komponenten eher höhere Reibungsverluste zu erwarten sind. Hier bieten hydraulisch (mit und ohne Nockenwelle) oder elektromechanisch betätigte Ventilhubsysteme ohne Nockenwelle die weitreichendsten Freiheiten bzgl. der Ventileinstellung, da neben den Steuerzeiten und Ventilhüben auch das Ventilhubprofil weitestgehend frei einstellbar ist. Positiv ist weiterhin, dass auf die Nockenwellen verzichtet werden kann, wodurch zum einen Gewicht eingespart und zum anderen eine Vielzahl von Lagerstellen mit den damit verbundenen Reibungsverlusten vermieden werden kann. Negativ wirkt sich aus, dass zusätzliche Nebenaggregate zur Bereitstellung der Betätigungsenergie erforderlich sind und insbesondere bei der elektromechanischen Ventilsteuerung verhältnismäßig große und schwere Aktuatoren benötigt werden. Die Serieneinführung dieser Systeme ist daher nicht sicher und nicht in naher Zukunft zu erwarten [3]. Für Forschungsmotoren hingegen könnten derartige Systeme jedoch interessant sein, da sie eine sehr freie Wahl der Betriebsparameter erlauben, ohne dass sich die Nachteile besonders auswirken würden, da in diesem speziellen Fall das Hauptaugenmerk nicht dem Gewicht oder der Effizienz des Gesamtsystems, sondern der Erforschung der Brennverfahren gilt.

2.3.3 Hybridisierung

Eine in den letzten Jahren immer stärker in den Fokus der Entwicklung gestellte Möglichkeit der Kraftstoffeinsparung bzw. Emissionsminderung besteht in der sog. Hybridisierung. Hierbei wird ein Elektroantrieb mit einem zweiten Antrieb gekoppelt. In den meisten Fällen wird

hierzu ein Verbrennungsmotor verwendet, aber auch Brennstoffzellen, Stirlingmotoren oder sogar Gasturbinen können zum Einsatz kommen [3]. Ziel dieser Entwicklung ist eine Verbrauchsoptimierung unter Beibehaltung oder sogar Verbesserung der Fahreigenschaften. Dies soll durch den Betrieb der kombinierten Antriebssysteme in den für sie jeweils optimalen Betriebsbereichen erfolgen. So wird beim Verbrennungsmotor ein Betrieb möglichst nahe am Bestpunkt angestrebt und beim Elektromotor das hohe Drehmomentpotential bei niedrigen Drehzahlen sowie der gute Wirkungsgrad ausgenutzt. Durch diese Kombination wird angestrebt, die Nachteile der verschiedenen Antriebe durch den jeweils anderen Antrieb so gut wie möglich zu kompensieren. Im Falle des Verbrennungsmotors kann somit z.B. beim Anfahren das bei niedrigen Drehzahlen noch geringe Drehmoment durch den Elektromotor ergänzt werden, oder es können durch rein elektrischen Betrieb ungünstige Betriebszustände vermieden werden, wie sie insbesondere bei Stadtfahrten auftreten. Somit kann eine verbrauchsoptimierte Auslegung des Verbrennungsmotors erfolgen, da er nicht mehr allein das gesamte vom Kraftfahrzeug geforderte Drehmoment-Drehzahlspektrum abdecken muss (Downsizing/Downspeeding wird erleichtert). Der Elektromotor hingegen kann neben der Verwendung als alleiniger oder unterstützender Antrieb auch zur Energierückgewinnung eingesetzt werden, was bei einem reinen Verbrennungsmotorantrieb nicht möglich wäre oder, je nach Fahrzeugkonzept, zur Verbesserung der Fahrdynamik eingesetzt werden. Diesen Vorteilen stehen jedoch auch einige Nachteile gegenüber. So führt die Kombination von zwei Antriebssystemen und den notwendigen Energiespeichern (Akkumulatoren) zu einem sehr komplexen Gesamtsystem mit einem hohen Steuer- und Regelungsaufwand, was sich negativ auf die Herstellungskosten auswirkt. Außerdem trägt das hohe Gewicht der zur Zeit zur Verfügung stehenden Speichersysteme zu einem vergleichsweise hohen Fahrzeuggewicht bei, was sich wiederum negativ auf den Verbrauch auswirkt [18, 19]. Da die Kombination von Elektro- und Verbrennungsmotor in vielfältiger Weise erfolgen kann, wird für eine detaillierte Beschreibung der Kopplungskonzepte sowie der Vor- und Nachteile auf die einschlägige Fachliteratur wie z.B. [18-20] verwiesen.

2.3.4 Verwendung alternativer Kraftstoffe

Auch in absehbarer Zukunft werden kohlenwasserstoffbasierte Kraftstoffe eine wichtige Rolle für den Antrieb von Fahrzeugen spielen, da sie aufgrund ihrer hohen Energiedichte und verhältnismäßig einfachen Handhabbarkeit viele Vorteile bieten. Jedoch werden neben der klassischen Gewinnung aus Erdöl zunehmend andere Quellen an Bedeutung gewinnen, so dass für diese Kraftstoffe der Oberbegriff „alternative Kraftstoffe“ verwendet wird [8]. Beweggründe für alternative Herstellungsverfahren sind zum einen eine Erhöhung der Versorgungssicherheit durch Verwendung anderer fossiler Primärenergieträger (Kohle, Erdgas) und

zum anderen eine Verringerung des CO_2-Ausstoßes durch Nutzung regenerativer Energiequellen [19]. Ein Überblick der Herstellungsverfahren alternativer sowie konventioneller Kraftstoffe ist in Abbildung 2.11 gegeben.

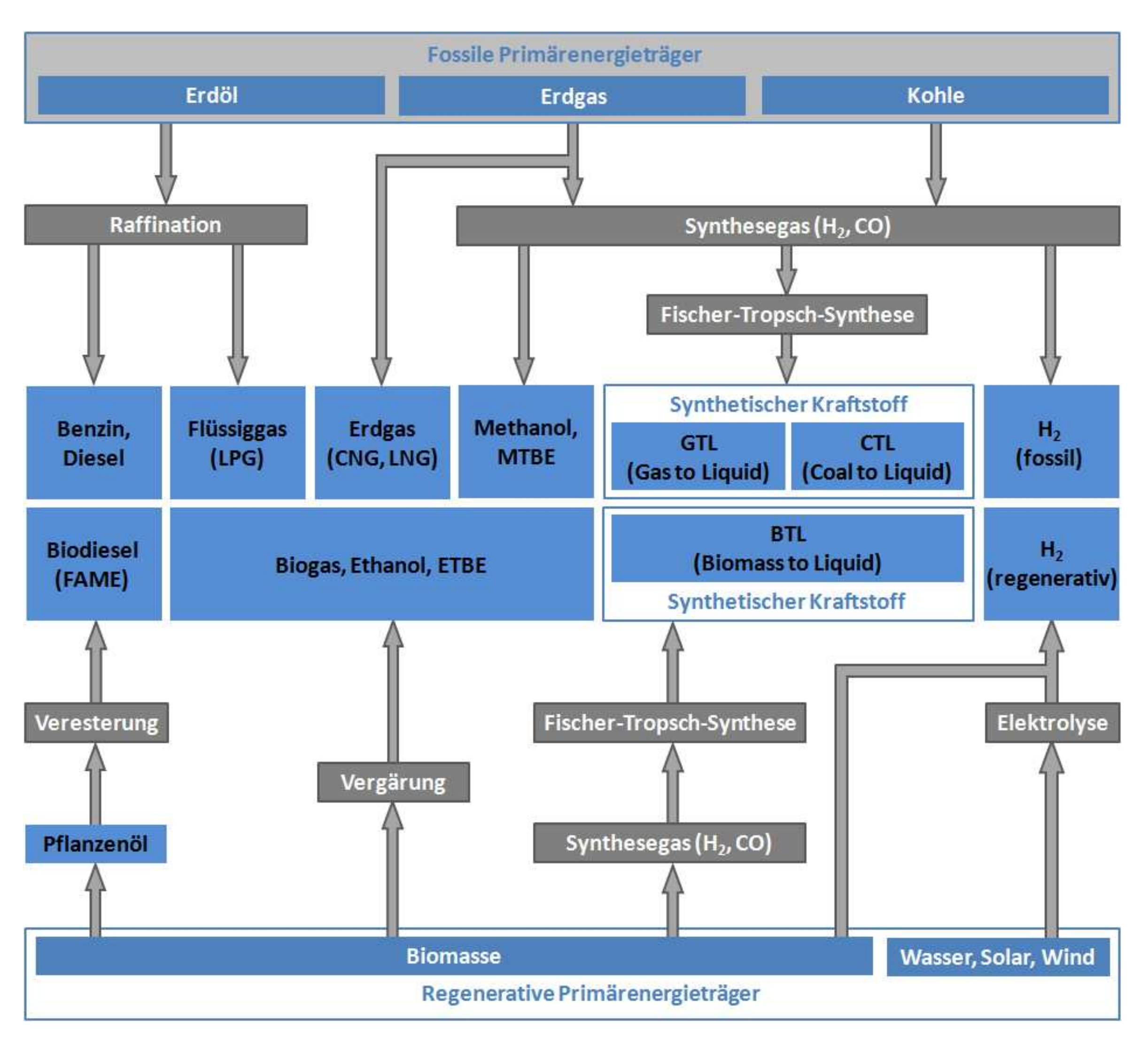


Abbildung 2.11: Herstellung alternativer Kraftstoffe aus fossilen und regenerativen Energiequellen (adaptiert nach [19])

Mit Ausnahme von Erdgas, das direkt (nach Reinigung) zum Antrieb von Kraftfahrzeugen verwendet werden kann, erfolgt die Verarbeitung fossiler Primärenergieträger zu Kraftstoffen in mehreren Verfahrensschritten. Die Verarbeitung von Kohle kann durch Hydrieren von Kohle auf hohem Druck- und Temperaturniveau mit Hilfe von Wasserstoff erfolgen. Hierbei Bilden sich verschiedenste langkettige Kohlenwasserstoffe, die anschließend in einer Raffinerie weiterverarbeitet werden können. Ein anderes Verfahren, das auch für Erdgas und Biomasse angewendet werden kann, besteht in der Erzeugung von Synthesegas bei hohem Druck und hoher Temperatur, zum Teil unter Zuhilfenahme von Wasserdampf. Das entstehende Gasgemisch setzt sich im Wesentlichen aus Kohlenmonoxid (CO) sowie Wasserstoff (H_2) zusammen und wird anschließend mit Hilfe eines Katalysators in synthetische Kohlenwasser-

stoffe umgewandelt. Die auf diese Weise entstandenen Kohlenwasserstoffgemische können anschließend in einem konventionellen Raffinerieprozess zu flüssigen Kraftstoffen (sog. *„Synfuels“*) weiterverarbeitet werden. Je nach Ausgangsstoff unterscheidet man das Produkt in CTL (*Coal to Liquid*), GTL (*Gas to Liquid*) und BTL (*Biomass to Liquid*). Insgesamt weisen die synthetisch hergestellten Kraftstoffe gleiche oder zum Teil auch bessere Eigenschaften auf als die auf herkömmliche Art gewonnenen Kraftstoffe. So fehlen z.B. Aromaten, was zu einer saubereren Verbrennung beiträgt. Daher werden die synthetischen Kraftstoffe häufig konventionellen Kraftstoffen zugemischt, um ihre Eigenschaften zu verbessern. Eine Zunahme der eingesetzten Mengen ist in den nächsten Jahren zu erwarten [8].

Eine weitere Möglichkeit zur Nutzung von Biomasse besteht in der Vergärung von Zucker und stärkehaltigen Ausgangsstoffen. Das hierbei entstehende Ethanol wird abdestilliert, getrocknet und kann anschließend als Kraftstoff genutzt werden, wobei es meistens konventionellem Ottokraftstoff zugemischt wird (üblich sind 5–10% Ethanol-Zusatz). Hierdurch entstehen zum einen geringere CO_2-Emissionen und zum anderen können so zum Teil die Eigenschaften des Kraftstoffs (Erhöhung der Oktanzahl) verbessert werden [19].

Wasserstoff kann direkt als Treibstoff sowohl für Verbrennungsmotoren als auch für Brennstoffzellen verwendet werden. Seine Herstellung erfolgt entweder durch Dampfreformierung gasförmiger Ausgangsstoffe (Erdgas, Propan, Biogas) zu CO und H_2 oder über die elektrolytische Spaltung von Wasser [8]. Aus ökologischer Sicht sinnvoll ist hierbei die Erzeugung durch Elektrolyse mit Hilfe von regenerativ erzeugtem Strom oder die Herstellung aus Biomasse. Da die Speicherung im Fahrzeug bei vertretbarem Speichervolumen gasförmig nur bei hohem Druck (ca. 700 bar) oder flüssig bei extrem niedrigen Temperaturen (–253°C) erfolgen kann und zudem bisher keine Tankstelleninfrastruktur für Wasserstoff vorhanden ist, ist die Verwendung von Wasserstoff bisher nur in einzelnen Pilotprojekten realisiert worden [19]. Eine aktuell untersuchte Alternative, die Wasserstoff als Zwischenprodukt nutzt, besteht in der Umwandlung von Wasserstoff in Methan unter Verwendung von CO_2. Das so gewonnene Methan kann entweder zum Antrieb von Fahrzeugen verwendet werden, der Herstellung anderer Kohlenwasserstoffe dienen, oder in das bestehende Erdgasnetz eingespeist werden. Durch die Einspeisung in das Erdgasnetz besteht zudem die Möglichkeit, überschüssige erneuerbare Energie über einen längeren Zeitraum zu speichern und bei Bedarf abzurufen [21].

2.3.5 Resultierende Anforderungen an zukünftige Verbrennungsmotoren

Wie aus den vorhergehenden Abschnitten hervorgeht, ergeben sich für zukünftige Verbrennungsmotoren eine Vielzahl von sich zum Teil widerstrebenden Anforderungen. Hierbei sind die allen Anforderungen zugrundeliegenden Ziele die Verringerung des Verbrauchs sowie

die Realisierung einer schadstoffarmen Verbrennung. Weiterhin sollen die Motoren auch mit alternativen Kraftstoffen betrieben werden können, die bisher erst in begrenztem Umfang verwendet werden, in Zukunft aber aus Gründen der Ressourcenverknappung (Alternative zu Erdöl) oder aus ökologischen Gründen (Vermeidung von CO_2-Emissionen) zunehmend zur Anwendung gelangen werden.

Aus dem Ziel der Effizienzsteigerung ergibt sich die Anforderung nach höheren effektiven Mitteldrücken und erhöhten Verdichtungsverhältnissen, wobei jedoch klopfende Verbrennung vermieden werden muss. Hierzu können in begrenztem Umfang klopffestere Kraftstoffe verwendet werden oder aber auch andere Motor-Betriebsverfahren wie das Miller- oder Atkinson-Verfahren, bei denen die Temperatur der Ladung durch Expansion in der Ansaugphase bzw. unterschiedliche Hublängen beim Verdichten und Expandieren gesenkt und so das Klopfen verhindert wird [16]. Zur Verringerung der NO_x-Emissionen hingegen ist eine schnelle Verbrennung bei niedrigen Temperaturen erforderlich, was z.B. durch selbstzündende Verbrennung magerer Gemische erreicht werden kann. Hierzu ist allerdings eine genaue Kontrolle des Selbstzündzeitpunktes durch Steuerung der Mischungseigenschaften erforderlich. Um diese zu ermöglichen, können z.B. eine Zwischenkompression im Ladungswechsel-OT zur Zurückhaltung von Abgas und/oder mehrfache Einspritzungen zur thermischen und chemischen Konditionierung der Ladung verwendet werden. Diese Optionen wurden auch in der vorliegenden Arbeit angewendet und untersucht.

Insgesamt ergeben sich somit Forderungen nach einer sehr flexiblen Anpassung des Brennverfahrens an den jeweiligen Betriebspunkt des Motors, um möglichst in allen Betriebspunkten einen optimalen Wirkungsgrad und geringe Emissionen zu erzielen. Hierzu bieten sich durch moderne, flexible Ventilsteuerungen, Direkteinspritzung und Aufladung zahlreiche Möglichkeiten zur Umsetzung verschiedenster Brennverfahren. Diese müssen untersucht und auch in Bezug auf veränderliche Kraftstoffqualitäten optimiert werden, wozu sich in der Grundlagenentwicklung insbesondere mit den genannten Systemeigenschaften ausgestattete optisch zugängliche Motoren wie der im Rahmen dieser Arbeit verwendete optische Motor an, da an ihnen eine Vielzahl der genannten Verfahrensvarianten erprobt und eingehend mit unterschiedlichsten Methoden untersucht werden kann. Die hierbei anwendbaren experimentellen Ansätze sollen im nachfolgenden Kapitel näher erläutert werden.

2.4 Experimentelle Ansätze

Zur Entwicklung moderner Motoren und verbesserter Verbrennungskonzepte ist eine möglichst detaillierte Kenntnis der äußeren Betriebsbedingungen des Motors sowie der Verhältnisse im Brennraum unerlässlich. Zur Erfassung des Motorbetriebszustandes ist, je nach Zielsetzung, die Messung einer Vielzahl von Temperaturen, Drücken, Massenströmen,

Drehzahlen und Kräften sowie der Abgaszusammensetzung notwendig. Ein genereller Überblick über diese Messgrößen sowie deren Verarbeitung im Prüfstandssystem ist in Abbildung 2.12 schematisch dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der im Zusammenhang dieser Arbeit relevanten Systeme wird in Kapitel 5 gegeben.

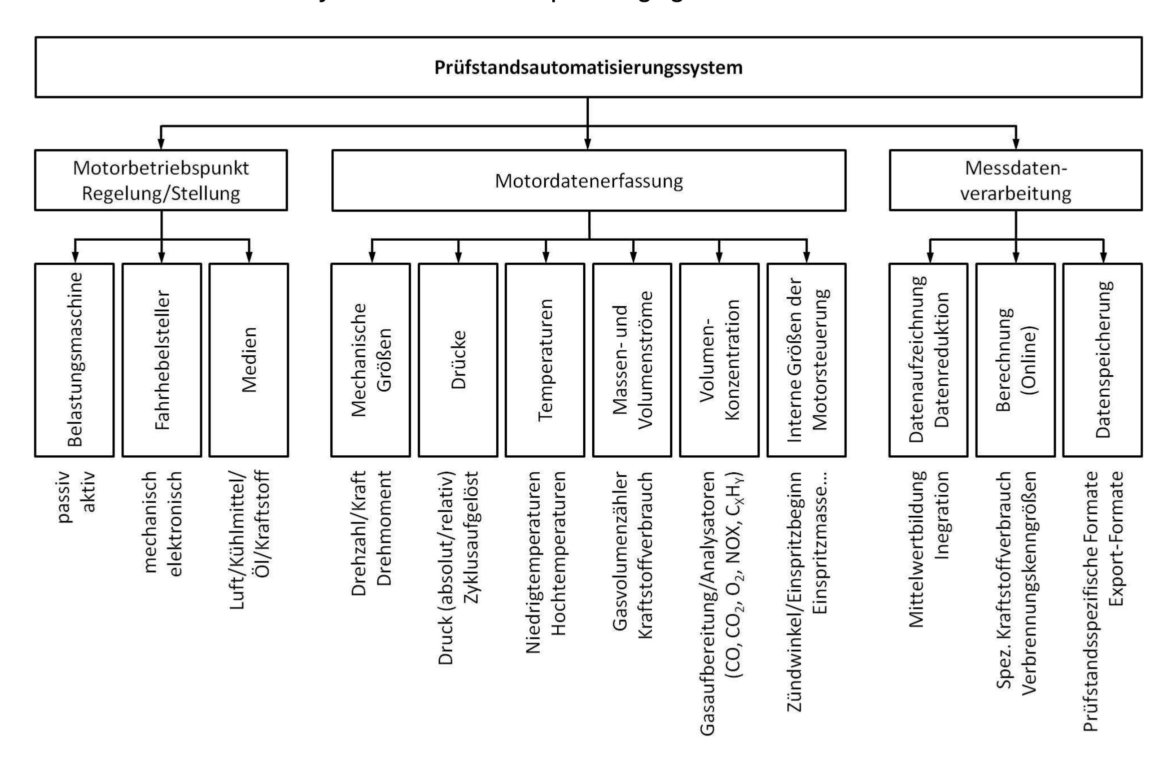


Abbildung 2.12: Messgrößen und ihre Erfassung im Prüfstandssystem [3]

Messdaten, die sich beim Motorbetrieb nur langsam verändern, wie z.B. Temperaturen und Drücke im Kühlwassersystem oder die Ansauglufttemperatur, können leicht und zuverlässig durch Standard Druck- und Temperaturmesstechniken erfasst werden. Schnell veränderliche Messgrößen, wie z.B. die Druckverläufe im Ansaug- und Abgassystem, müssen mit einem höheren Aufwand über das Indiziersystem (s. Abschnitte 2.4.1 und 5.2) erfasst werden.

Die Erfassung der Verhältnisse im Innern des Brennraums gestaltet sich im Allgemeinen wesentlich schwieriger, da sich dort die Messgrößen schnell verändern und die Messtechnik so wenig Einfluss auf das System nehmen soll wie möglich. Außerdem liegt teils ein hohes Druck- und Temperaturniveau vor, wodurch die Messung zusätzlich erschwert wird. Die Erfassung des (globalen) Druckverlaufs ist hierbei verhältnismäßig einfach mit Hilfe von Indiziermesstechniken (s. Abschnitt 2.4.1) möglich, wohingegen eine besonders große Herausforderung bei der Erfassung von im Hinblick auf Verfahrensverbesserungen besonders interessanten, räumlich variierender Messgrößen wie z.B. der Gemischzusammensetzung, der Temperaturen oder der Rußkonzentration besteht. Da fast der gesamte Brennraum im Laufe eines Zyklus vom Kolben oder von den Ventilen überstrichen wird, können Temperaturmessungen oder Probeentnahmen nur in eng begrenzten Bereichen vorgenommen werden. Au-

ßerdem ist deren mögliche Anzahl und somit räumliche Auflösung sehr gering und der Einfluss auf die Vorgänge im Zylinder mit steigender Anzahl immer größer. Zusätzlich besitzen diese Messtechniken nur eine sehr begrenzte zeitliche Auflösung, begrenzt durch die geringe Entnahmefrequenz von Proben oder die thermische Trägheit von Temperaturmessfühlern. Daher werden Probeentnahmen aus dem Brennraum nur in Sonderfällen (s. Abschnitt 2.4.2) und Temperaturmessungen mit Messfühlern so gut wie nie durchgeführt. Eine Abhilfe können hier optische Messtechniken schaffen, da ihre räumliche Auflösung nur durch das optische System bzw. die Auflösung der verwendeten Kamera begrenzt ist. Außerdem werden für die Erfassung der Messdaten nur sehr kurze Zeiträume benötigt, in denen sich die Verhältnisse im Brennraum praktisch nicht verändern, und zudem können mit ausreichend schnellen Systemen auch mehrere Messungen innerhalb eines Zyklus vorgenommen werden, so dass auch eine gute zeitliche Auflösung zu erreichen ist. Da optische Messungen berührungsfrei ablaufen, kann der gesamte Brennraum erfasst und Beeinflussungen der Zustände im Brennraum durch die Messung weitestgehend ausgeschlossen werden. Eine kurze Übersicht verschiedener optischer Messverfahren, die für Untersuchungen im Motor angewendet werden können, wird in Abschnitt 2.4.3 gegeben. Eine detailliertere Beschreibung der im Rahmen dieser Arbeit angewendeten Messtechniken erfolgt in Kapitel 4.

2.4.1 Indiziermesstechnik

Unter Indizierung wurde ursprünglich die Erfassung des Zylinderdrucks in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel verstanden. Hierzu wurde mit Hilfe eines mechanischen Indikators der Druck auf einen Schreibstift übertragen und auf einer mit dem Pleuel mechanisch gekoppelten Trommel auf Millimeterpapier aufgezeichnet, wodurch das bereits in Abbildung 2.3 dargestellte Indikatordiagramm entsteht. Durch Auszählen oder Ausmessen (mit Hilfe eines Polarimeters) der eingeschlossenen Fläche konnte so z.B. der indizierte Mitteldruck gemäß Gleichung 2.7 bestimmt werden [22].

In der modernen Motormesstechnik ist der Begriff Indizierung wesentlich weiter gefasst und beinhaltet neben der Erfassung des Zylinderdrucks auch die Erfassung aller Signale, die sich kurbelwinkelabhängig verändern und somit für eine umfassende Untersuchung des Verbrennungsprozesses von Nöten sind. Hierzu gehören insbesondere die Druckverläufe im Ansaug- und Abgassystem, aber auch z.B. der Druckverlauf im Einspritzsystem oder Ansteuersignale für Einspritzdüsen, Zündsignale etc., je nachdem, mit welchem Ziel die Untersuchungen durchgeführt werden [3]. Beispielhaft für diese Größen sind in Abbildung 2.13 die in dieser Arbeit am verwendeten Versuchsmotor gemessenen Verläufe des Zylinderdrucks und der Drücke im Luftkessel sowie im Ansaugrohr dargestellt.

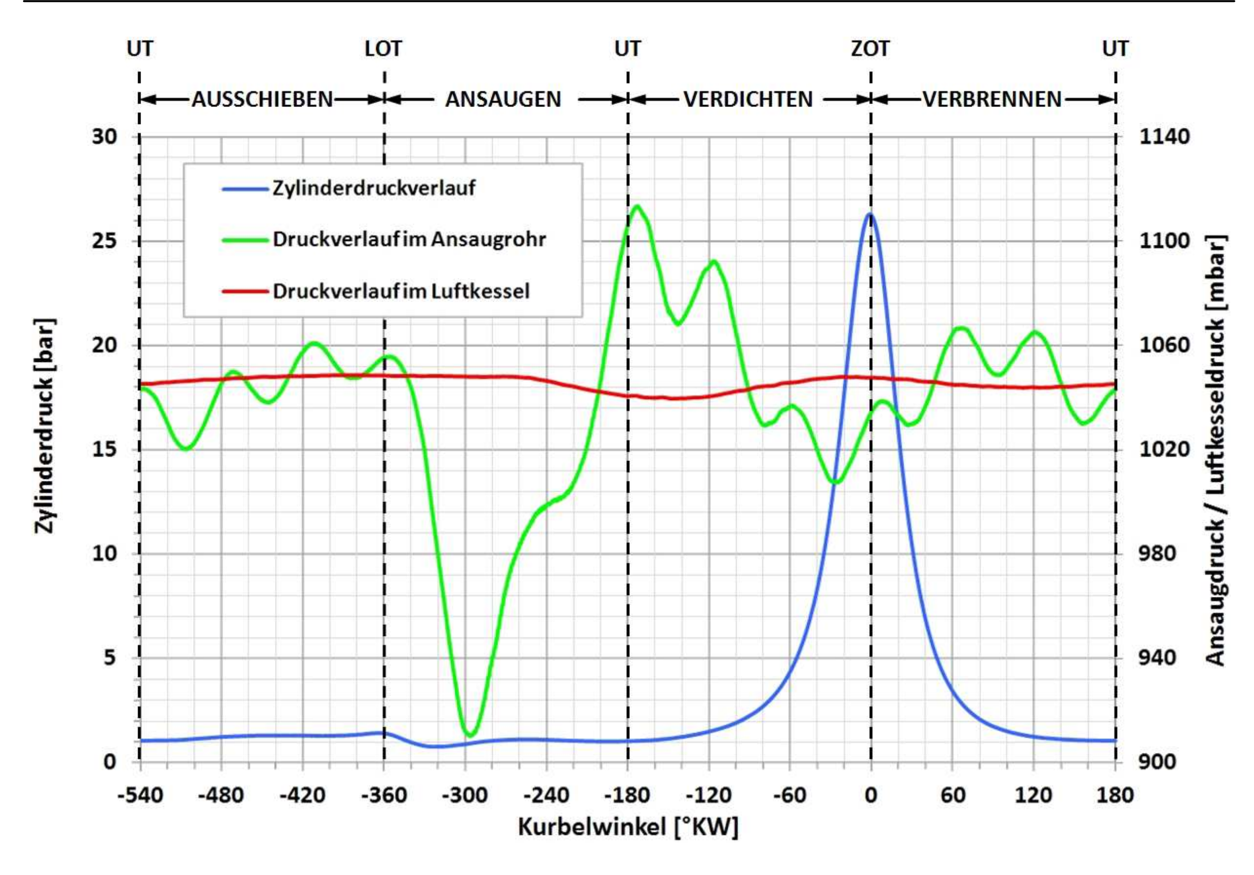


Abbildung 2.13: Beispiele für Indiziermessdaten (Dämpfungseigenschaften des Luftkessels und der Drosselklappe, s. auch Abschnitt 5.5.4 und Abschnitt 5.5.6)

Die Indiziermesskette zur Aufnahme des Zylinderdrucks beginnt mit dem piezoelektrischen Druckaufnehmer. Dieser kann für Drücke bis zu 300 bar ausgelegt sein und erzeugt mit Hilfe eines Piezokristalls eine dem Zylinderdruck proportionale elektrische Ladung, welche an den Verstärker weitergeleitet wird. Da die Sensoren hohen Druck- und Temperaturbelastungen ausgesetzt sind, ist eine sorgfältige Wahl des Einbauortes im Zylinderkopf sowie die ordnungsgemäße Montage entscheidend für die Qualität der Messergebnisse. Idealerweise wird der Druckaufnehmer bündig mit dem Brennraumdach eingebaut, da enge und lange Kanäle vor dem Sensor zu Pfeifenschwingungen führen, die das Messergebnis verfälschen. Ist im Zylinderkopf nicht genügend Bauraum zur Unterbringung eines Drucksensors vorhanden (insbesondere bei Serienmotoren), so können Druckaufnehmer verwendet werden, die in eine Zündkerze (Ottomotor) oder eine Glühkerze (Dieselmotor) integriert sind. Das Ladungssignal wird an einen Verstärker weitergeleitet, der es in ein Spannungssignal (üblicherweise 0–10 V) umwandelt, welches sodann vom Indiziergerät erfasst wird. Dieses digitalisiert die Analogsignale und nimmt eine Reihe von Echtzeitberechnungen, welche vom Indizierrechner parametriert werden, vor (s. unten). Die Ergebnisse werden an den Indizierrechner übergeben, wo sie gespeichert und später weiter ausgewertet werden können.

Neben der Druckerfassung ist für die Messung der Zylinderdruckverläufe auch immer zwingend eine Messung des Kurbelwinkels erforderlich, um eine korrekte Zuordnung zwischen Druck und Kolbenposition vornehmen zu können und außerdem eine gemeinsame Basis für weitere Messgrößen zu schaffen. Die Erfassung des Kurbelwinkels erfolgt üblicherweise mit Hilfe eines optischen Kurbelwinkelsensors, bei dem die auf einer Glasscheibe aufgebrachten Teilstriche eine Winkelauflösung von 0,1°KW erlauben. Die Teilung wird optisch abgetastet und das Signal in ein analoges Spannungssignal (Kurbelwinkelmarken erscheinen als Signalpeak) umgewandelt, welches ebenfalls vom Indiziergerät erfasst wird. Zur Festlegung des oberen Totpunktes (OT) wird eine zusätzliche Referenzmarke verwendet, deren relative Position zum realen OT mit Hilfe einer Druckmessung oder eines kapazitativen Sensors bestimmt und im Indiziersystem gespeichert wird. Die Erfassung zusätzlicher Signale erfolgt analog zu dem oben beschriebenen Vorgehen mit Hilfe geeigneter Sensoren für die zu erfassende Größe.

Der so gewonnene Zylinderdruckverlauf liefert wichtige Hinweise zur Beurteilung der Verbrennung, wie z.B. den Spitzendruck und den maximalen Druckgradienten. Durch Verwendung verschiedener empirischer und halbempirischer Ansätze können aus dem Zylinderdruckverlauf u.a. der Brennverlauf und die Brennfunktion (Integral des Brennverlaufs) berechnet und hiermit z.B. die Umsatzpunkte (üblicherweise 5%, 50% und 95% Kraftstoffumsatz) bestimmt werden. Die Umsatzpunkte dienen dem Anwender direkt zur Einstellung des Motors im Versuchsbetrieb oder zur späteren Beurteilung der Qualität der Verbrennung, da z.B. für einen optimalen Wirkungsgrad der 50%-Umsatzpunkt zwischen 7 und 10°KW nach ZOT liegen sollte. Auch der indizierte Mitteldruck kann direkt berechnet (gemäß Gleichung 2.7) und zur Beurteilung der Last herangezogen werden, um die Einstellungen des Motors so anzupassen, dass der gewünschte Betriebszustand erreicht wird. Eine Untersuchung, ob bei einem bestimmten Betriebszustand Klopfen auftritt kann durch Filterung des Zylinderdrucksignals mit Hilfe eines Hochpassfilters erfolgen, da sich infolge des Klopfens im Brennraum Schwingungen mit einer Frequenz von typischerweise 7–8 kHz ausbilden. Durch Ermittlung des Maximalwerts und Bildung des Klopfintegrals können die Intensität und die Häufigkeit des Klopfens ermittelt werden. Mit Hilfe dieser Informationen können in der Entwicklung gefährliche Betriebszustände erfasst und in der späteren Applikation automatisiert vermieden werden, um Motorschäden zu verhindern [22].

Werden zusätzlich zum Zylinderdruck auch die Drücke im Ansaugsystem und im Abgassystem indiziert, so kann ein numerisches Ladungswechselmodell des Motors erstellt werden. Hierbei werden die durchströmten Komponenten des Motors im Modell durch einfache Rohrstücke ersetzt und, wie auch z.B. die Ventile oder Rohrkrümmer, mit Hilfe von Durchflussbeiwerten beschrieben. Die verwendeten Durchflussbeiwerte werden hierbei entweder nach

Erfahrungswerten gewählt oder, insbesondere bei komplizierten Bauteilen wie Ventilen und dem Zylinderkopf, mit Hilfe einer Flussbank ermittelt [3, 23]. Die gemessenen Druckverläufe dienen zum Abgleichen des Modells und als Datenbasis für zu berechnende Größen. Mit Hilfe des Modells kann z.B. eine Massenbilanz erstellt werden, mit der sich u.a. der durch andere Methoden kaum zu messende Restgasanteil bzw. die AGR-Rate bestimmen lässt. Auch können Wandwärmeverluste und Wärmeübergangskoeffizienten abgeschätzt werden, die ansonsten nicht oder nur mit sehr hohem Aufwand experimentell zu ermitteln wären. Eine weitere Anwendungsmöglichkeit der Ladungswechselrechnung liegt in der rechnerischen Abschätzung des Einflusses von Parametervariationen (z.B. Veränderung der Steuerzeiten) wodurch aufwändige und somit teure Versuche in der Entwicklungsphase reduziert und zielgerichteter durchgeführt werden können [22].

Die Indiziermesstechnik liefert insgesamt eine Vielzahl an Daten die für die Entwicklung und Überwachung eines Motors, insbesondere eines Forschungsmotors, unverzichtbar sind und als Grundlage für weitere Messungen dienen. So ist z.B. für eine optische Konzentrationsmessung die Kenntnis der mit Hilfe des Zylinderdrucks berechneten Temperatur unverzichtbar, um den Temperatureinfluss auf die Signalintensität bei der Messung berücksichtigen zu können (s. auch Kapitel 4). Vorteil ist hierbei die verhältnismäßig einfache Anwendbarkeit der Indizierung und die Möglichkeit, viele Zyklen zusammenhängend beurteilen zu können. Nachteilig ist, dass Ereignisse, wie z.B. Klopfen, nur global erfasst werden können, d.h. keine ortsaufgelösten Informationen zu gewinnen sind. Abhilfe können hier die in Kapitel 2.4.3 und Kapitel 4 näher beschriebenen optischen Messtechniken schaffen.

2.4.2 Probenentnahme

Zur Beurteilung der Emissionen eines Verbrennungsmotors und zur Untersuchung der chemischen Vorgänge im Brennraum ist in vielen Fällen eine Probenentnahme aus dem Abgas oder dem Brennraum nötig. Auch für die Untersuchung der Rußbildung oder der Emissionen aus Verbrennung von Schmieröl sind Probennahmen in vielen Fällen hilfreich, da so auch Spezies untersucht werden können, die durch optische Messverfahren nicht erfasst werden können.

Eine Probenentnahme aus dem Abgas ist bei den meisten Prüfständen verhältnismäßig einfach möglich und wird üblicherweise zur Messung der Emissionen des Motors durchgeführt. Hierbei wird das Abgas, verdünnt oder unverdünnt, einer Abgasmessanlage zugeführt, die die verschiedenen Abgasbestandteile mit Hilfe der in

aufgeführten Analysatoren quantifiziert. Für den Transport zur Abgasmessanlage werden beheizte Schläuche verwendet, um das Auskondensieren von Wasser sowie Kohlenwasser-

stoffen und eine damit verbundene Verfälschung der Messergebnisse zu vermeiden. Da insbesondere die CO- und CO_2-Messgeräte eine Querempfindlichkeit gegenüber Wasserdampf besitzen, wird das Abgas vor der Analyse noch getrocknet [3]. Soll eine genauere Analyse der Kohlenwasserstoffe erfolgen, so kann entweder ein Gaschromatograph oder ein Massenspektrometer anstelle des FID zum Einsatz kommen [24].

Tabelle 2.2: Analysemethoden für Motorabgasmessungen

Gaskomponente	Detektor-Messprinzip	Abkürzung
CO (Kohlenmonoxid) CO_2 (Kohlendioxid)	Nicht-dispersiver Infrarot-Detektor	NDIR
NO_x (Stickoxide)	Chemilumineszenzdetektor Ultraviolett-Resonanzabsorptionsdetektor	CLD NDUV
HC (Kohlenwasserstoffe)	Flammenionisationsdetektor	FID
O_2 (Sauerstoff)	Paramagnetischer Detektor	PMD

Im Gegensatz zur Probenentnahme aus dem Abgas gestaltet sich eine Probenentnahme aus dem Brennraum wesentlich schwieriger. Zum einen ist das Platzangebot im Brennraum sehr beschränkt, da praktisch nur die Bereiche des Brennraumdachs zwischen den Ventilen, der Einspritzdüse und ggf. der Zündkerze zur Verfügung stehen und zum anderen die Probenzusammensetzung sehr stark vom Ort der Probenahme abhängt, da die Gemischzusammensetzung in der Regel sehr inhomogen ist. Zur Probenentnahme kommen in den meisten Fällen sog. schnelle Gasentnahmeventile zum Einsatz. Diese bestehen aus einem schmalen Ventilkopf (Durchmesser ca. 6 mm [25]), der in den Zylinderkopf eingebaut wird, und einer Betätigungseinheit, mit der das Ventil angesteuert werden kann. Die Betätigung kann elektrisch, hydraulisch oder, in seltenen Fällen, auch mechanisch über eine Nockenwelle erfolgen [26]. Typische Öffnungszeiten liegen im Bereich von 0,6 bis 3 ms bei 0,4 bis 3 mm Ventilhub [25]. Die Probe wird direkt im Ventil oder kurz danach mit einem Trägergas verdünnt, das zum einen weitere Reaktionen verhindert und zum anderen den Transport zum Messgerät sicherstellt. Dort wird die Gaszusammensetzung mit Hilfe eines Massenspektrometers oder eines schnellen FID untersucht [25, 27], oder eine Probe z.B. zur Belegung von Probenträgern für die Untersuchung im Transmissionselektronenmikroskop (TEM) entnommen [26]. Eine andere Möglichkeit der Probenentnahme besteht in der Verwendung einer Kapillare, die permanent mit dem Brennraum verbunden ist und den Brennraumdruck über mehrere Druckstufen bis auf das Druckniveau des Analysesystems abbaut. Vorteilhaft ist bei diesem

System, dass nur ein sehr geringer Platzbedarf im Brennraum für die Entnahme einer Probe besteht [27].

Durch das beschränkte Platzangebot im Zylinderkopf und die Kollisionsgefahr mit dem Kolben oder den Ventilen können die Gasentnahmeventile meist nur bündig mit dem Brennraumdach eingebaut werden, so dass bei der Probenahme auch nur Gas aus diesem Bereich (thermische Grenzschicht) entnommen werden kann, welches u.U. nicht repräsentativ für die Gaszusammensetzung im Brennraum ist. Durch eine spezielle Ausführung des Ventils können zwar auch Proben bis zu einer Tiefe von ca. 10 mm entnommen werden [26], allerdings lassen sich nie der gesamte Brennraum und insbesondere nicht Teile des Hubvolumens erproben. Des Weiteren muss dafür gesorgt werden, dass die entnommene Probe möglichst schnell verdünnt und abgekühlt wird, damit es nicht zu weiteren Reaktionen oder, bei der Messung von Rußpartikeln, zur Agglomeration von Partikeln kommt, durch die das Messergebnis beeinflusst würde. Insgesamt unterliegt die Entnahme von Proben aus dem Brennraum somit einer Reihe von Einschränkungen, insbesondere im Hinblick auf die Räumliche Auflösung, ist jedoch z.B. für die strukturelle Charakterisierung von Rußproben zu verschiedenen Zeitpunkten des Zyklus die einzige Untersuchungsmöglichkeit [26]. Auch für die detaillierte Untersuchung komplexer chemisch-physikalischer Vorgänge wie der Verdampfung von Ölfilmen [27] besteht derzeit keine andere Untersuchungsmethode, da z.B. optische Verfahren meist nur einige wenige Spezies erfassen können.

2.4.3 Optische Messtechniken

Die bisher vorgestellten Untersuchungsmethoden ermöglichen zwar bereits die Gewinnung verschiedener Informationen zur Beurteilung des Brennverlaufs, der Schadstoffemissionen und der Leistungsdaten eines Verbrennungsmotors, allerdings ist es mit ihnen nicht möglich, räumlich aufgelöste Informationen aus dem Brennraum zu gewinnen, da dieser Bereich für Sonden praktisch nicht zugänglich ist. Außerdem käme es, selbst wenn dies möglich wäre, aufgrund der unvermeidlichen Beeinflussung durch Sonden und Messfühler zu einer starken Verfälschung der Messergebnisse.

Für diese Aufgabe kommen ausschließlich optische Methoden in Frage, da sie zahlreiche neue und durch kein anderes Verfahren zu realisierende Möglichkeiten zur Messung gegenüber den bisher beschriebenen Methoden eröffnen. Ein wichtiger Vorteil besteht darin, dass mit ihnen berührungslose Messungen möglich sind. Hierdurch besteht nicht die Gefahr einer Kollision zwischen bewegten Bauteilen des Motors wie Kolben und Ventilen, so dass auch Bereiche des Brennraums, die im Verlauf eines Zyklus von diesen Bauteilen durchlaufen werden, vermessen werden können. Außerdem ist in den meisten Fällen die Durchführung einer Messung möglich, ohne dass die physikalischen und chemischen Vorgänge im Brenn-

raum beeinflusst werden, da entweder nur passiv im Brennraum emittierte Strahlung detektiert wird, oder, falls eine gezielte Anregung erforderlich ist, die verwendeten Energiedichten so gering sind, dass sie nicht zur Beeinflussung der Vorgänge führen. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit, räumlich aufgelöste Informationen zu gewinnen, wodurch auch die Untersuchung sehr komplexer, über den gesamten Brennraum verteilter Vorgänge möglich ist. Eine ausreichende Geschwindigkeit des Messsystems vorausgesetzt ist neben der räumlichen zusätzlich die zeitlich hoch aufgelöste Vermessung schneller Vorgänge möglich, wodurch nicht nur einzelne Momentaufnahmen von Ereignissen erstellt, sondern auch deren Abfolge erfasst werden kann. Hierdurch können Ursache und Wirkung einzelner Ereignisse in Zusammenhang gebracht werden, die bei Mittelwertbildung oder lediglich der Beurteilung „von außen", wie sie mit konventionellen Messmethoden möglich ist, nicht erfasst werden könnten. Die Untersuchungsmöglichkeiten mit optischen Messtechniken sind hierbei äußerst zahlreich und auf verschiedene physikalische wie auch chemische Eigenschaften der zu untersuchenden Systeme anwendbar, so dass im Folgenden zunächst ein genereller Überblick gegeben werden soll. In Tabelle 2.3 wird hierzu eine nach Messaufgaben unterteilte Übersicht optischer Diagnoseverfahren gegeben. Verfahren, die im Rahmen dieser Arbeit angewendet wurden, werden anschließend in Kapitel 4 näher erläutert.

Tabelle 2.3: Optische Messverfahren, physikalisches Prinzip und Messgrößen

Diagnoseverfahren	Signalquelle/Messprinzip	Information (z.B.)
PIV: Particle Image Velocimetry	Reflektion und Streuung von eingestrahltem Licht an Öltröpfchen oder Feststoffpartikeln (seeding). Bestimmung des Verschiebungsvektors durch Vergleich zweier Bilder in kurzem zeitlichen Abstand	Strömungsfeld
LIF: Laserinduzierte Fluoreszenz	Elektronische Anregung von Atomen oder Molekülen durch Laserstrahlung und Erfassung des resultierenden Fluoreszenzsignals	Konzentration, Temperatur, Mischungsvorgänge, Sprayverdampfung, Verbrennung
Schlierenmesstechnik	Durchstrahlung eines Gasgemisches mit Licht und Erfassung der durch Dichtegradienten im Gas hervorgerufenen Schlierenmuster	Sprayausbreitung, Kraftstoffverdampfung, Strömungs- und Mischungsvorgänge
Streulichtmessung	Erfassung von an Partikeln gestreutem Licht	Sprayausbreitung
LDA: Laser-Doppler Anemometrie	Erzeugung eines Interferenzmusters zweier gekreuzter Teilstrahlen eines Lasers. Erfassung des Streulichtsignals von Partikeln, die sich durch dieses Muster bewegen und Auswertung der Signalfrequenz ermöglicht Bestimmung der Partikelgeschwindigkeit	Lokale Strömungsgeschwindigkeit und Strömungsrichtung
PDA: Phasen-Doppler Anemometrie	Erzeugung eines Interferenzebenen-Musters im Schnittvolumen zweier gekreuzter Teilstrahlen eines Lasers und Erfassung des Streulichtsignals sich hindurchbewegender Partikel mit Hilfe von zwei Detektoren an verschiedenen Positionen. Durch unterschiedliche Phasenlage des Signals kann der Tropfendurchmesser ermittelt werden.	Strömungsgeschwindigkeit und Tropfengröße
LII: Laserinduzierte Inkandeszenz	Aufheizung von Partikeln mittels Laserstrahlung und Erfassung der während der Abkühlung emittierten Strahlung. Ermittlung der Partikelgrößenverteilung durch Vergleich mit simuliertem zeitlichem Signalverlauf	Rußverteilung und Partikelgrößenverteilung
Thermisches Rußleuchten	Erfassung der thermischen Strahlung von während der Verbrennung gebildetem Ruß	Rußentstehung und Abbrand
Chemilumineszenz	Erfassung der Flammeneigenstrahlung. Durch wellenlängenabhängige Erfassung können Aufenthaltsorte verschiedener Spezies ermittelt werden	Verbrennungs-Fortschritt, Position der Flammenfront
Lichtabsorption	Durchstrahlung einer Gasmischung mit Licht und Messung der wellenlängenabhängigen Abschwächung. Ermittlung von Konzentration und Temperatur durch bekannte Temperatur- und Konzentrationsabhängigkeit der Absorption	Spezieskonzentration, Temperatur
Blau unterlegt: Im Rahmen der vorliegenden Arbeit angewendete Messverfahren		

Wie aus Tabelle 2.3 hervorgeht, beruhen einige Messmethoden auf dem Eigenleuchten der Flamme (Chemilumineszenz) bzw. des bei der Verbrennung entstehenden Rußes (Inkandeszenz). Die in der Flamme gebildeten OH- und CH-Radikale sowie CO und CO_2 emittieren abhängig von der Temperatur unterschiedlich stark Licht. Während der Verbrennung entstehen z.B. OH- und CH-Radikale hauptsächlich in der Flammenfront, so dass ihr Emissionssignal, aufgenommen mit einem entsprechenden Filter, zur Vermessung der Flammenausbreitung genutzt werden kann[28, 29]. Treten in der Flamme bzw. dem Gemisch lokal fette Bereiche auf (z.B. Schichtladung oder Dieselflammen), so kommt es zur Bildung von Ruß, dessen thermische Lichtemission ebenfalls zur Visualisierung und Beurteilung der Verbrennung herangezogen werden kann [3, 30]. Zu beachten ist bei der Detektion der Flammen- oder Rußemission jedoch immer, dass stets ein räumlich tiefenintegriertes Signal aufgenommen wird, da auch Emissionsquellen vor und hinter der Schärfenebene der Beobachtungsoptik zum Gesamtsignal beitragen. Bei Dieselflammen mit einer geringen Transparenz wird so hauptsächlich die Flammenoberfläche abgebildet, wohingegen bei relativ transparenten, vorgemischten Flammen in Ottomotoren auch die rückwärtige Flammenfront sowie das Innere der Flamme zum Gesamtsignal beitragen. Eine eindeutige Zuordnung der Informationen sowie quantitative Messungen werden hierdurch erschwert oder sogar unmöglich gemacht [30]. Dies stellt einen Nachteil gegenüber den im nächsten Abschnitt vorgestellten Lichtschnittverfahren dar. Von Vorteil hingegen ist die verhältnismäßig einfache Umsetzung von solchen „passiven“ Verfahren, da bei ihnen nur ein einziger Zugang zum Motor nötig ist, der zudem in den meisten Fällen auch sehr klein ausgeführt werden kann. Hierdurch ist der Einsatz dieser Technik zum Teil auch bei Serienmotoren zur Visualisierung der Verbrennung möglich [3].

Andere, „aktive“ Methoden benötigen eine externe Lichtquelle, wobei hier in den meisten Fällen ein Laser verwendet wird. Dafür wird der Strahl mit einer geeigneten Optik zu einem flachen Lichtschnitt geformt und in den Brennraum eingekoppelt. Im einfachsten Fall kann das Licht des Lasers z.B. dazu verwendet werden, eine Ebene im Kraftstoffspray zu beleuchten und das an den Kraftstofftropfen gestreute Licht (Mie-Streuung) zu detektieren, um so das Sprayverhalten und eventuelle Interaktionen mit den Brennraumwänden beurteilen zu können [31]. In ähnlicher Weise wird die Streuung an Partikeln bei der *Particle Image Velocimetry* (PIV) genutzt, um Strömungsfelder im Brennraum zu vermessen. Hierbei wird die Ansaugluft mit einem feinen Ölnebel vermischt (*seeding*) und dann das Streulicht in der Lichtschnittebene detektiert. Durch zwei kurz hintereinander erfolgende Aufnahmen (im Motor im Bereich zwischen 2 und 40 μs) können anschließend mittlere Verschiebevektoren der Partikel einzelner Bildbereiche mit Hilfe des mathematischen Verfahrens der Kreuzkorrelation berechnet und so das Strömungsfeld ermittelt werden [32].

Je nach verwendeter Wellenlänge können auch unterschiedlichste Moleküle zur Fluoreszenz angeregt werden, deren Emission anschließend mit Hilfe einer Kamera aufgenommen wird und somit ein zweidimensionales Bild der Speziesverteilung in der beleuchteten Ebene liefert (*Laserinduzierte Fluoreszenz*, LIF). Für qualitative Messungen mit diesem Verfahren (z.B. zur Messung der Flammenausbreitung) kann die spektral breitbandige und, je nach Kraftstoffherkunft, stark variierende Fluoreszenz von kommerziellen Kraftstoffen genutzt werden. Sollen jedoch quantitative Messungen der Kraftstoffkonzentration oder Temperaturmessungen (s. Kapitel 4.3) durchgeführt werden, so wird in der Regel auf hochreine Ersatzkraftstoffe mit speziellen Kraftstoffkomponenten (*Tracern*), deren Fluoreszenzeigenschaften genau bekannt sind, zurückgegriffen [33].

Bei der *Laserinduzierten Inkandeszenz* (LII) wird ein leistungsstarker Laser im sichtbaren oder nahinfraroten Wellenlängenbereich (meist 532 oder 1064 nm) zu einem Lichtschnitt geformt und dazu verwendet, die Rußpartikel einer Ebene während des Laserpulses bis an die Verdampfungstemperatur aufzuheizen. Das resultierende Strahlungssignal ist annähernd proportional zur Rußkonzentration, so dass zweidimensionale Messungen der Rußkonzentrationsverteilung möglich sind [34]. Wird die Aufheizung der Rußpartikel hingegen auf einen kleinen, punktförmigen Bereich beschränkt, kann das auf die Aufheizung folgende, abklingende Strahlungssignal verwendet werden, um, zusammen mit einem numerischen Modell des Abkühlverhaltens der Partikel, eine Partikelgrößenverteilung zu erstellen [35].

Zur Unterdrückung unerwünschter Störsignale aufgrund von Laserstreulicht, Flammeneigenleuchten/Rußleuchten oder unerwünschten Bereichen des Fluoreszenzspektrums wird in der Regel auf der Detektionsseite ein speziell auf die Emissionswellenlänge der zu untersuchenden Spezies abgestimmter Filter verwendet, der im Wesentlichen nur das gewünschte Emissionssignal transmittiert. Je nach Intensität des Signals kann es nötig sein, der Kamera einen einstellbaren Verstärker vorzuschalten, der das ankommende Signal verstärkt und so eine Auswertung erst möglich macht [33].

Ein Vorteil der o.g. „aktiven“ Methoden besteht darin, dass Informationen aus einer genau definierten Ebene im Brennraum gewonnen werden können, so dass z.B. auch ein Vergleich mit numerischen Berechnungen möglich ist, oder die so gewonnenen Daten als Grundlage zur Definition von Ausgangsbedingungen für Simulationsrechnungen verwendet werden können. Auch ist die Gewinnung von quantitativen Ergebnissen wie z.B. Temperaturen und Konzentrationen möglich, wodurch ein Vergleich unterschiedlicher Betriebszustände oder der Abgleich mit numerischen Daten möglich wird. Nachteilig wirkt sich aus, dass aufgrund der erforderlichen Lichtquelle zusätzlich zum Beobachtungszugang meist ein weiterer Zugang zum Brennraum geschaffen werden muss, der in der Regel orthogonal zum Detekti-

onszugang ausgerichtet sein muss [31]. Dies führt insbesondere bei Serienmotoren zu Problemen, da das Platzangebot hier äußerst begrenzt ist und so nur miniaturisierte Optiken eingesetzt werden können, bei denen besondere Anstrengungen unternommen werden müssen, um die Qualität und Signalausbeute konventioneller Systeme zu erreichen [23]. Günstiger ist die Situation bei Forschungsmotoren mit großen optischen Zugängen, da hier „konventionelle“ optische Messtechniken sehr variabel eingesetzt werden können, allerdings mit dem Nachteil, dass diese Motoren nicht in vollem Umfang den Leistungsbereich von Serienmotoren abdecken können und der Wandwärmeübergang verändert ist (s. hierzu auch Kapitel 3).

2.5 Numerische Methoden

Numerische Modelle werden heute in allen Bereichen der Motorenentwicklung in großem Umfang angewendet. Hierzu zählen u.a. Bauteilsimulationen mit Hilfe der *Finite-Elemente-Methode* (FEM) zur Verbesserung der Festigkeit und zur Gewichtseinsparung, Schwingungsanalysen des Gesamtmotorsystems sowie Strömungssimulationen (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) für den Kühlwasserkreislauf, das Ölversorgungssystem und die im Rahmen dieser Arbeit besonders interessanten Ansaug-, Verbrennungs- und Abgassysteme.

Bei der Strömungssimulation für das Ansaug- und Abgassystem kommen in sehr hohem Umfang während des gesamten Entwicklungsprozesses eindimensionale Ladungswechselsimulationen zum Einsatz, mit deren Hilfe das Zusammenspiel aller Komponenten verhältnismäßig einfach und schnell sowie kostengünstig simuliert werden kann. Da hierbei die Detailtiefe begrenzt ist, werden in besonders interessanten Bereichen (z.B. Brennraum, Ansaugkanäle, Ventile und Abgaskrümmer) detailliertere Multizonenmodelle verwendet oder dreidimensionale CFD-Berechnungen angestellt. Eine Übersicht dieser Modelle, die in den folgenden Abschnitten noch etwas genauer betrachtet werden sollen, ist in Abbildung 2.14 gegeben.

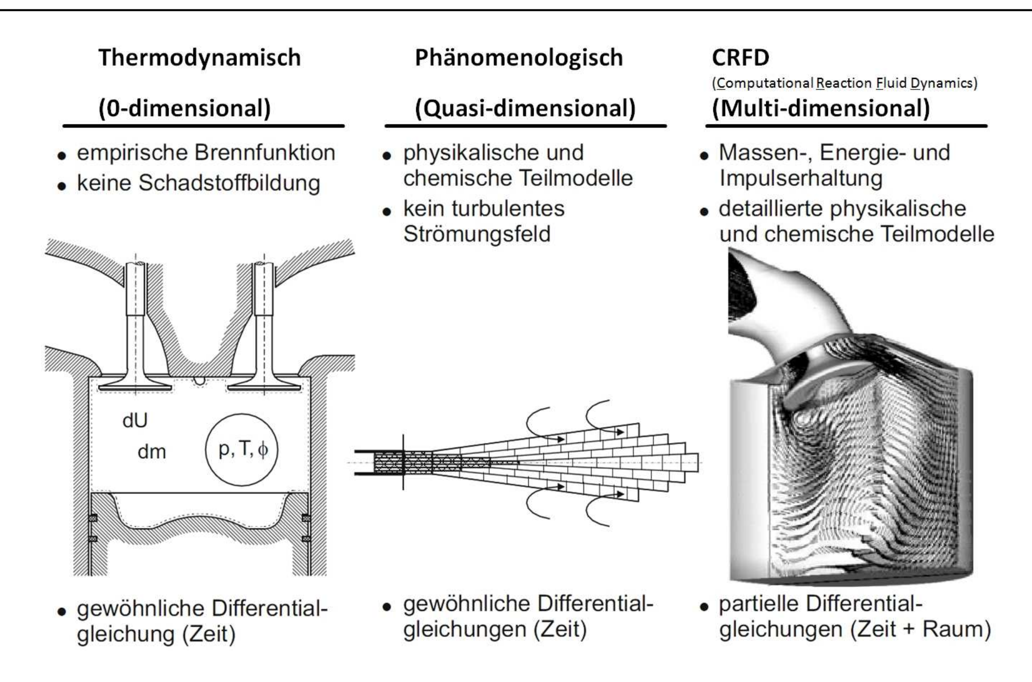


Abbildung 2.14: Numerische Verbrennungsmodelle unterschiedlicher Komplexität [4]

2.5.1 Null- und eindimensionale Berechnungen

Null- und eindimensionale Berechnungsverfahren werden in allen Phasen der Motorenentwicklung eingesetzt, um das Zusammenspiel von Ansaugsystem, Abgassystem, Turbolader und sonstigen Steuer- und Regelorganen des Motors in einer sog. Ladungswechselrechnung (eindimensional) sowie der Energieumsetzung (nulldimensional) zu untersuchen und zu optimieren. Hierbei werden die einzelnen Bereiche des Motorsystems durch leicht zu beschreibende Teilsysteme ersetzt, deren Interaktion verhältnismäßig leicht, schnell und somit kostengünstig simuliert werden kann [3]. Ein solches System ist schematisch in Abbildung 2.15 dargestellt.

Das Ansaug- und Abgassystem wird hierbei durch eine Kombination von graden Rohren, Verzweigungen, Blenden und Behältern nachgebildet, in denen die Strömung eindimensional mit allen gasdynamischen Effekten berechnet wird. Hierzu werden Massen- und Energiebilanzen für die einzelnen Bauteile aufgestellt und die sich hieraus ergebenden Differentialgleichungssysteme gelöst. Zum Abgleich des Modells mit dem realen Motor sind Messwerte für Druck und Temperatur am Systemeintritt (Ansaugstutzen) sowie die indizierten Druckverläufe im Ansaug- und Abgassystem nötig. Strömungsbeiwerte, die für die Berechnung der Druckverluste z.B. an Abzweigen nötig sind, werden für einfache Geometrien berechnet oder müssen für kompliziertere Bauteile, wie z.B. den Zylinderkopf, abhängig vom Ventilhub an einer Flussbank [4, 23] gemessen werden. Die Ergebnisse dieser Messungen werden in Form von Kennlinien in einem Kennfeld abgelegt und stehen so für die Berechnung zur Verfügung. In ähnlicher Weise werden die Kenndaten von Turboladern und mechanischen Ladern in Form von Kennfeldern hinterlegt [4].

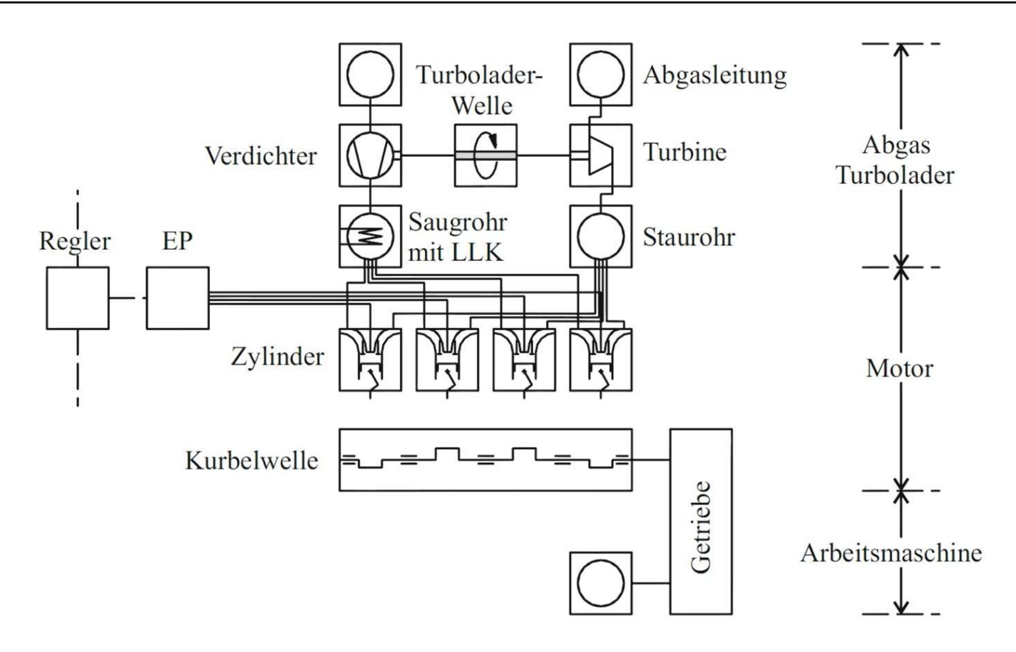


Abbildung 2.15: Stark vereinfachtes Modell eines aufgeladenen Dieselmotors [4]

Die Energieumwandlung im Brennraum wird in vielen Fällen unter Annahme eines ideal verrührten (homogenen) Reaktors anstelle des Brennraums mit Hilfe semiempirischer Ansätze als nulldimensionaler Ersatzbrennverlauf in das Modell einbezogen [3]. Hierbei muss das Modell dem jeweils vorliegenden Motortyp angepasst sein, also u.a. die Art der Kraftstoffzufuhr (Ottomotor im Saugbetrieb, Dieselmotor oder Benzindirekteinspritzer), die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffs sowie den Restgasanteil berücksichtigen. Des Weiteren wird ein Verbrennungsmodell benötigt, das die Wärmefreisetzungsrate beschreibt sowie ein Wärmeübergangsmodell, das für eine sinnvolle Berücksichtigung der Wandwärmeverluste sorgt. Für Verbrennungsmodell und Wärmeübergangsmodell existieren mannigfaltige Ansätze, so dass an dieser Stelle auf die spezielle Fachliteratur (z.B. [4]) verwiesen wird. Viele dieser Ansätze sind standardmäßig in den Berechnungsprogrammen hinterlegt und können je nach Anwendungsfall in das Modell implementiert werden. Der Zu- und Abfluss der Luft bzw. des Gemisches wird über das Ladungswechselmodell beschrieben. Zum Abgleich des Modells wird bei bereits vorhandenen Motoren der mittels Indiziersystem gemessene Zylinderdruck sowie ggf. die Ansaug- und Abgassystem-Druckverläufe verwendet (s. Kapitel 2.4.1). Bei Neuentwicklungen wird zunächst auf Messdaten des Vorgängermodells zurückgegriffen.

Sollen die Vorgänge im Brennraum mit Hilfe nulldimensionaler Betrachtungen detaillierter beschrieben werden, kommen Zwei-Zonen- oder Multi-Zonen-Modelle zum Einsatz, bei denen der Brennraum modellhaft in Zonen unterteilt wird, die durch die Flammenfront getrennt werden (quasi-dimensionale Modelle). Die Form dieser Zonen hängt von der verwendeten Modellvorstellung wie z.B. der Durchmischung von Kraftstoff und Luft ab. So kann z.B. der

Einspritzstrahl eines Dieselmototors als Freistrahl modelliert werden, oder es wird beim sog. Paketmodell im Verlauf der Einspritzung kontinuierlich eine Reihe von „Paketen“ generiert, die sich in den Brennraum hinein bewegen und denen nach und nach Luft zugemischt wird. Den sich so ausbildenden Zonen oder Paketen sind jeweils Rechenmodelle für den Verbrennungsablauf und ggf. die Schadstoffentstehung zugeordnet, aus denen sich die chemische Zusammensetzung, die Temperatur etc. der jeweiligen Zone im Verlauf der Verbrennung ergibt. Durch die Veränderung der Anteile dieser Zonen am Gesamtbrennraumvolumen sowie der Bilanzierung der Massen- und Energieströme sowohl untereinander als auch zu den Brennraumwänden im Laufe eines Arbeitsspiels können so die sich verändernden Beiträge der Zonen z.B. zu den Wandwärmeverlusten oder auch zur Schadstoffproduktion (die NO_x-Entstehung wird z.B. der verbrannten Zone zugeschrieben) genauer beschrieben werden, so dass sich bessere Annäherungen an die realen Bedingungen als im Ein-Zonen-Modell ergeben. Hierbei ist zwar die erforderliche Rechenzeit bereits höher als bei Annahme eines ideal durchmischten Brennraumes, jedoch noch wesentlich geringer als bei einer 3D-CFD-Simulation (s. Kapitel 2.5.2) so dass sich ein guter Kompromiss zwischen Genauigkeit und erforderlichem Rechenaufwand ergibt [4].

Die o.g. Simulationsmodelle bieten somit eine gute Möglichkeit, in der Entwicklung von Motoren ausgehend von bekannten Betriebszuständen das Verhalten des Motors bei veränderten Randbedingungen zu beurteilen oder auch Änderungen des Ansaug- und Abgassystems vor der Umsetzung am Versuchsträger zu untersuchen und so kostspielige Fehlversuche zu vermeiden. Auch ergibt sich durch die Simulation eine Zugriffsmöglichkeit auf anderweitig schwer zugängliche Daten, wie z.B. die Abgasrückführrate (AGR) oder die (räumlich gemittelte) Temperatur im Zylinder, welche wiederum anderen Messmethoden (z.B. Kraftstoff-LIF) zur Korrektur der Messdaten dienen können.

2.5.2 Dreidimensionale Simulation

Mit zunehmender Rechenleistung von Großcomputern und insbesondere Arbeitsplatzrechnern hat in den letzten Jahren auch die Bedeutung der strömungsmechanischen Simulation (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) enorm zugenommen. Die Strömungssimulation bietet die Möglichkeit einer detaillierten Nachbildung der physikalischen Verhältnisse in allen durchströmten Bereichen des Motors. Insbesondere die Zylinderinnenströmung, der Ansaugvorgang sowie das Ausschieben der Abgase sind von Interesse, da Detailfragen dieser komplexen Vorgänge nur unzureichend mit Hilfe vereinfachter Modelle beschrieben werden können. Ziel der Simulation ist meist eine Optimierung des betrachteten Strömungsvorgangs und des davon abhängenden Verbrennungsablaufs wie z.B. der Durchmischung von An-

saugluft und Brennstoff im Zylinder oder der gezielten Beeinflussung der Selbstzündung in einem HCCI-Motor [3, 4].

Grundlage einer jeden Strömungssimulation ist ein sinnvoll generiertes Rechengitter, welches die Begrenzung der für die Simulation erforderlichen Zellen definiert. Abbildung 2.16 zeigt beispielhaft ein solches Rechengitter, das für Simulationsrechnungen des optischen Motors verwendet wird [36]. Bei der Generierung des Gitters muss u.a. beachtet werden, dass an den umgebenden Wänden Grenzschichten auftreten, in denen sich die Strömungsgrößen senkrecht zur Wand in einem sehr kleinen Bereich stark verändern. Somit muss das Gitter mit abnehmendem Wandabstand feiner strukturiert werden, um diese Änderungen gut abbilden zu können. Ähnlich verhält es sich mit Bereichen der Strömung, in denen starke Veränderungen der Strömungsgrößen auf kleinem Raum zu erwarten sind [37], wie z.B. bei der Durchströmung der Einlassventile (s. Detailabbildungen in Abbildung 2.16). Insbesondere bei der Berechnung des Ladungswechsels und der Zylinderinnenströmung/Verbrennung ist es nötig, bewegte Netze zu verwenden, die sich an die veränderliche Geometrie des Brennraumes anpassen und so den Einfluss von Kolben und Ventilen berücksichtigen. Die Generierung der Netze kann entweder „von Hand", also durch den Benutzer erfolgen, oder mit Hilfe von automatisierten Netzgeneratoren erzeugt werden [4].

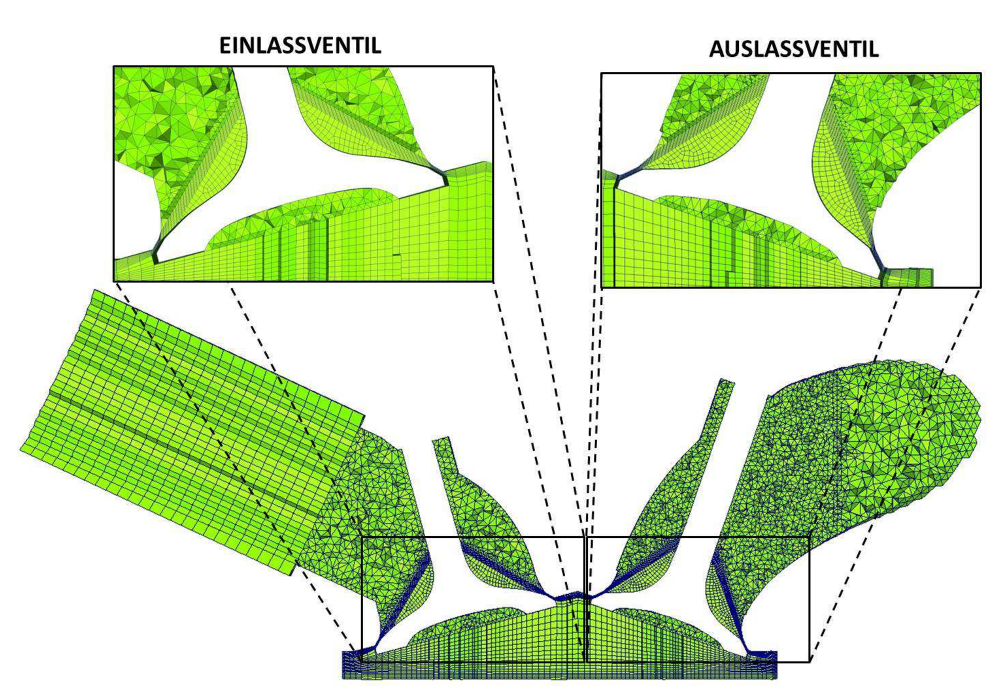


Abbildung 2.16: Rechengitter zur Simulation des optischen Motors [36]

Zur eigentlichen Berechnung des Strömungsproblems müssen die Lösungen der zeitlichen Ableitungen der dreidimensionalen Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie (Navier-Stokes-Gleichungen) numerisch berechnet werden. Hierzu muss sowohl eine zeitliche als auch eine räumliche Diskretisierung der zu untersuchenden Strömung vorgenommen wer-

den. Zur zeitlichen Diskretisierung wird der für die Simulation interessante Zeitraum in sinnvolle Zeitschritte unterteilt. Die räumliche Diskretisierung erfolgt in den meisten Fällen mit Hilfe der *Finite-Volumen-Methode* (FVM) aber auch die *Finite-Elemente-Methode* (FEM) oder die *Finite-Differenzen-Methode* (FDM) können angewendet werden. Das zuvor generierte Netz stellt hierbei die für die Berechnung erforderlichen Kontrollvolumina zur Verfügung. Die Lösung der Gleichungen ist nur durch Definition von Randbedingungen möglich, die sowohl durch die Wände des Rechenraumes (Haftbedingung) als auch durch das einströmende Strömungsfeld vorgegeben werden, wobei zur Definition des einströmenden Strömungsfeldes häufig Ladungswechselrechnungen herangezogen werden können (s. Abschnitt 2.5.1). Eine andere Möglichkeit zur Ermittlung der Anströmung besteht in der Verwendung von Messdaten, die z.B. mit Hilfe von PIV gewonnen werden können [37]. Soll in der Berechnung auch die Verbrennung von Kraftstoff berücksichtigt werden, so ist eine Vielzahl zusätzlicher Gleichungen für den Reaktionsmechanismus, die Wärmefreisetzung und ggf. die Interaktion von Ladung und Spray (s. nächster Abschnitt) zu berücksichtigen [4].

Bei Motoren mit Direkteinspritzung oder auch Saugrohreinspritzung soll häufig auch der Einspritzvorgang und der damit verbundene Einfluss des Sprays auf die Zylinderfüllung simuliert werden. Hierbei müssen im Prinzip zwei numerische Modelle, nämlich für die Gasphase und für die Flüssigphase, miteinander gekoppelt werden. Zwischen Gasphase und Tropfen herrscht zum einen ein Impulsaustausch, der den Tropfen bremst und das Gas beschleunigt, zum anderen findet durch Verdampfung ein Stoff- und Temperaturaustausch mit der Gasphase statt. Bei hoher räumlicher Dichte von Tropfen kann auch noch eine Berücksichtigung der Interaktion von Tropfen untereinander (Kollision) erforderlich sein. Somit müssen das Modell für die Gasphase und das Spraymodell gekoppelt werden, wodurch insgesamt eine sehr komplexe Simulation entsteht [4, 37]. Abbildung 2.17 zeigt einen Vergleich zwischen simulierter und experimentell visualisierter Einspritzung am Beispiel des optischen Motors [36].

Sobald das numerische Modell erstellt und unter Zuhilfenahme experimenteller Ergebnisse (optische Messungen wie z.B. PIV und LIF oder Druckverlaufsmessungen im Saugrohr) sowie theoretischer Betrachtungen Randbedingungen festgelegt wurden, kann eine Simulation vorgenommen werden. Die Ergebnisse sollten, wo immer möglich, mit Messergebnissen verglichen werden, um die Resultate der Simulation durch Kalibrierung des Modells zu einer möglichst guten Übereinstimmung mit den realen Verhältnissen zu bringen. Wenn von einer guten Abstimmung zwischen Experiment und Simulation ausgegangen werden kann, können mit Hilfe der Simulation verschiedene Varianten des Verfahrens im Hinblick auf die Erfüllung der Aufgabenstellung untersucht werden, um die erfolgversprechendsten Verbesserungsansätze für das Experiment zu identifizieren. Nach Abschluss der Experimente sollten die Er-

gebnisse wiederum verglichen werden, um die Übereinstimmung zwischen vorhergesagtem Verhalten und experimentell erzielten Daten zu überprüfen. Somit lassen sich durch die Anwendung der Simulationsrechnung nicht zielführende Experimente in vielen Fällen vermeiden und der Versuchsbetrieb so effizienter gestalten.

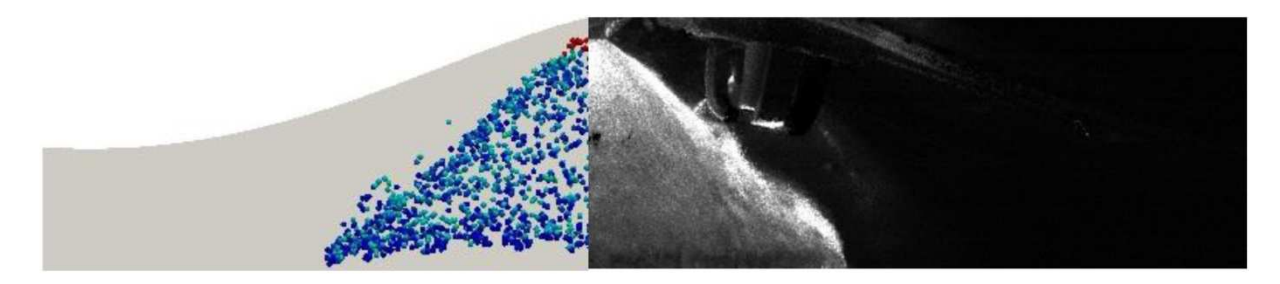


Abbildung 2.17: Vergleich von simuliertem und visualisiertem Kraftstoffspray [36]

Insgesamt stellt die mehrdimensionale numerische Simulation ein wertvolles Werkzeug zur Analyse und Optimierung der Vorgänge im Brennraum und anderen Komponenten des Motors dar. Besonders wichtig ist hierbei herauszustellen, dass mit Hilfe der Simulation zahlreiche Varianten vor der Umsetzung im Motor untersucht werden können und, in Zusammenhang mit der Verbrennungssimulation, auch räumlich aufgelöste Spezieskonzentrationen abgeschätzt werden können, die auf experimentellem Wege für den gesamten Brennraum sonst nicht zu erhalten sind.

3 Versuchsträger optischer Motor

Schon der Erfinder des modernen Verbrennungsmotors, Nicolaus August Otto, bediente sich 1872 des in Abbildung 3.1 dargestellten handbetriebenen Modellmotors mit gläsernem Zylinder, um mit Hilfe von Zigarettenrauch die Ladungsschichtung und Durchmischung von Brenngas und Frischluft zu studieren [38]. Später, in den 1930er-Jahren, wurden systematische Untersuchungen des Verbrennungsfortschritts an optisch zugänglichen Versuchsmotoren vorgenommen [39], wobei die Beobachtung mit dem menschlichen Auge unter Zuhilfenahme mechanischer Stroboskopapparate erfolgte [40]. Seit diesen ersten Versuchen wurden sowohl die optischen Zugänge zum Brennraum verbessert, als auch durch die Entwicklungen auf den Gebieten der Elektronik, Kameratechnik und Lasertechnik die Grundlagen für eine Vielzahl neuer Analysemethoden geschaffen. Im folgenden Abschnitt soll ein Überblick über verschiedene Bauarten optisch zugänglicher Motoren gegeben werden, allerdings ohne dass aufgrund der Vielzahl umgesetzter Einzellösungen ein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben werden kann.

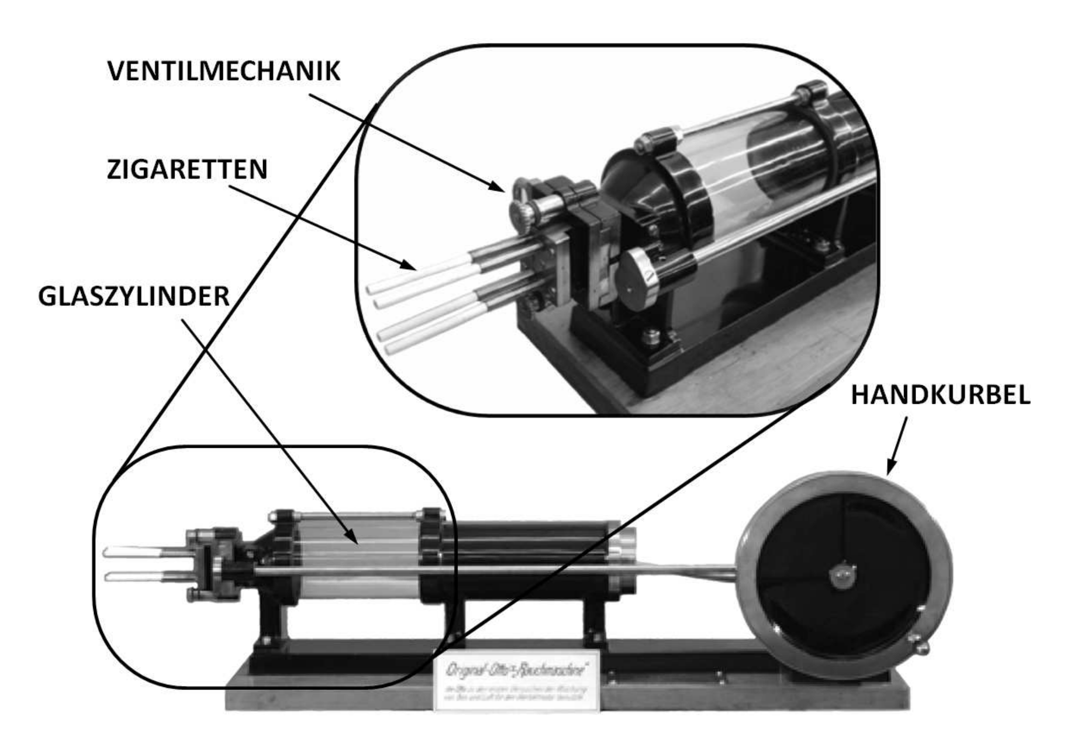


Abbildung 3.1: Versuchsmotor von Nicolaus August Otto [41]

3.1 Bauformen optischer Motoren

Der optische Zugang zum Brennraum eines Verbrennungsmotors kann auf unterschiedlichste Art und Weise erfolgen, wobei sich mit zunehmender Größe des Zugangs mehr oder weniger große Einschränkungen bzgl. des Betriebsverhaltens und der Hochlastfähigkeit ergeben. Kleine optische Zugänge können daher an Serienmotoren oder seriennahen Motoren

angewendet werden, wohingegen sich großflächige Zugänge auf die Anwendung in Forschungsmotoren beschränken [42]. Eine Übersicht häufig angewendeter Methoden zur Herstellung optischer Zugänge und der damit einhergehenden Abweichungen vom Serienmotor ist schematisch in Abbildung 3.2 anhand eines Einzylindermotors dargestellt.

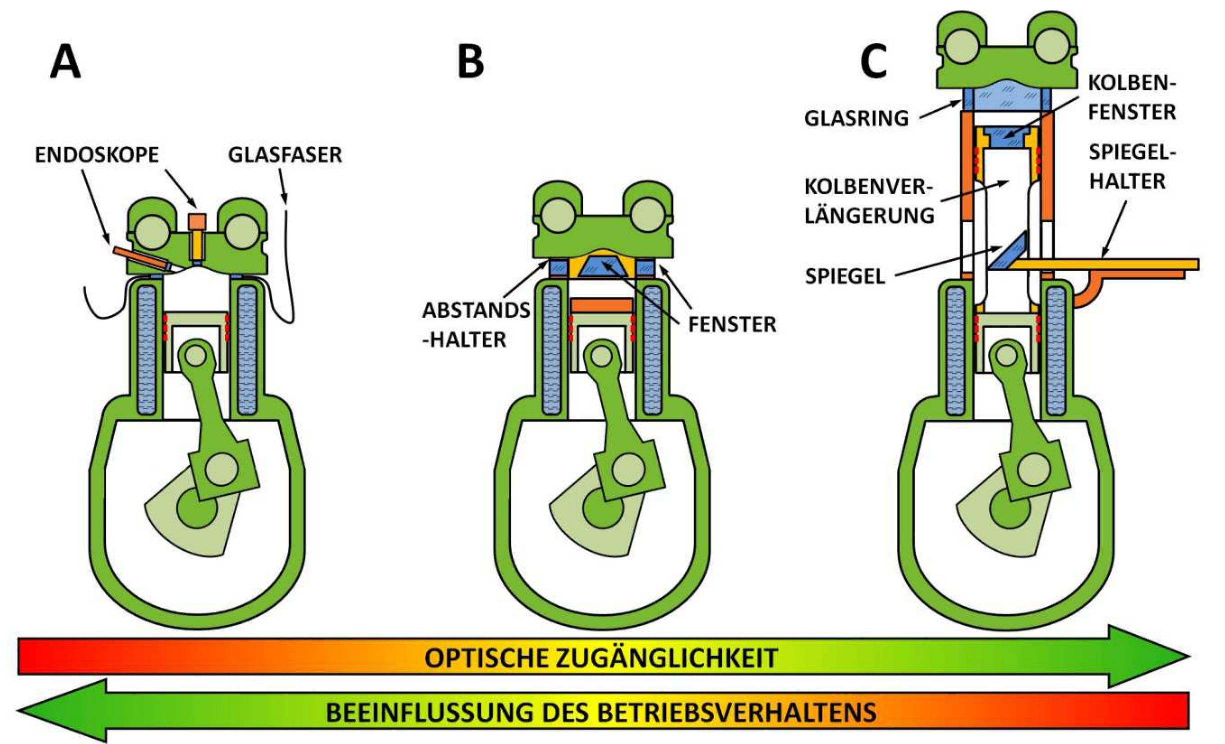


Abbildung 3.2: Bauformen optischer Motoren, notwendige Umbauten und Einflüsse auf das Betriebsverhalten

Faseroptische Zugänge zum Brennraum können in nahezu allen Bereichen des Brennraumdachs untergebracht werden, da der Einbauplatzbedarf gering ist, wodurch auch dünnwandige Bereiche des Zylinderkopfs (z.B. Wände zwischen den Kühlkanälen) genutzt werden können. Bevorzugte Einbauorte sind die Zylinderkopfdichtung [42] und modifizierte Zündkerzen [4]. Über Glasfasern können sowohl Strahlungssignale aus dem Brennraum aufgenommen werden (Flammenstrahlung) als auch ein Laser eingekoppelt werden (z.B. Extinktionsmessungen, s. Tabelle 2.3 und Abschnitt 6.4.4). Allerdings können räumliche Informationen nur beschränkt über tomografische Methoden gewonnen werden [43].

Endoskopische Messtechniken ermöglichen, im Vergleich zu faseroptischen Zugängen, bereits einen wesentlich besseren optischen Zugang zum Brennraum, ohne die Volllastfähigkeit

des Motors einzuschränken. Allerdings erfordern sie bereits größere Zugänge zum Brennraum und lassen sich nicht in jedem Fall problemlos in Zylinderköpfen von Serienmotoren unterbringen, da die erforderlichen Bohrungsdurchmesser für das Endoskop und die erforderlichen Brennraumfenster (Schutz des eigentlichen Endoskops) in den meisten Fällen ein Anschneiden der Kühlkanäle oder anderer Strukturen des Zylinderkopfes erforderlich machen und auch die nutzbaren Bereiche des Zylinderkopfes einschränken, da weder Ventilsitze noch Einspritzdüsen- oder Zündkerzenbohrungen angeschnitten werden dürfen [44]. Ein wichtiges Ziel der Endoskopentwicklung besteht daher in der Verkleinerung der Endoskope bei gleichzeitiger Verbesserung ihrer optischen Fähigkeiten. Zwar sind durch endoskopische Zugänge in der Vergangenheit bereits bildgebende Verfahren eingesetzt worden, jedoch zumeist nur für relativ einfach umzusetzende Messtechniken wie z.B. Chemilumineszenzmessungen. Da jedoch nahezu alle Verfahren, die mit großflächigen Zugängen angewendet werden (LIF, PIV, etc.), auch mit Hilfe von Endoskopen einsetzbar sind, werden zur Zeit große Anstrengungen unternommen, um auch diese Verfahren praxistauglich endoskopisch umzusetzen. Hierbei spielen insbesondere die Erhöhung der Intensität des erzielbaren Signals und die Verbesserung der Auflösung auf engstem Raum eine wichtige Rolle, um einen möglichst breiten Anwendungsbereich zu erschließen und größtmöglichen Nutzen aus dieser Technik zu ziehen. Hier konnten bereits große Erfolge im Rahmen von parallel zu dieser Arbeit am IVG durchgeführten Forschungsarbeiten, z.T. unter Einbeziehung des optischen Motors, erzielt werden [23].

Großflächige optische Zugänge zum Einsatz konventioneller optischer Komponenten erfordern immer verhältnismäßig große Eingriffe in den Aufbau des Versuchsmotors mit entsprechendem Einfluss auf den Betriebsbereich sowie die Betriebseigenschaften des Motors. Bei der heute weit verbreiteten Zylinderkopfbauform mit einem dachförmigen Brennraum ergibt sich die Möglichkeit, trapezförmige Fenster an den Stirnseiten des Brennraumes anzubringen und so im Wesentlichen den mittleren Bereich des Brennraums optisch zugänglich zu machen [45]. Weitere Zugänge lassen sich für diese Brennräume im Zylinderkopf, wenn überhaupt, nur verhältnismäßig klein (oder für Endoskope) ausführen, da das Platzangebot durch Kühlkanäle, die Ventiltriebkomponenten, die Zündkerze und ggf. die Einspritzdüse sehr beschränkt ist [44]. Um die Zugänglichkeit zu verbessern und auch orthogonal zueinander angeordnete Fenster, z.B. für Einkopplung und Detektion für LIF und PIV, verwenden zu können, wird häufig ein Abstandshalter zwischen Laufbuchse und Zylinderkopf eingesetzt. Dieser kann entweder aus einem Metallgehäuse mit darin montierten Einzelfenstern oder einem kompletten Glasring bestehen [42]. Hierdurch ergibt sich ein sehr guter Zugang zum Brennraum, allerdings mit dem Nachteil, dass die Kolbenringe um die Höhe des Abstandshalters am Kolben nach unten versetzt werden müssen, damit sie nicht über die Glasteile

bzw. den Übergang zwischen Laufbuchse und Abstandshalter gleiten, wodurch sowohl Kolbenringe als auch Fenster beschädigt würden. Aufgrund des höheren Abstands zwischen Kolbenoberkante und erstem Kolbenring ergibt sich ein vergrößerter Feuersteg, durch den das Verdichtungsverhältnis verringert und der Anteil nicht verbrannten Kraftstoffs vergrößert wird [46]. Auch unterscheiden sich die thermischen Eigenschaften der Glasbauteile von der ursprünglichen Brennraumoberfläche und erfordern in den meisten Fällen eine Einschränkung des Lastbereichs und der Betriebszustände, da sie relativ empfindlich auf hohe Druckanstiegsraten und insbesondere Klopfen reagieren. Da mit den bisher beschriebenen Zugängen nur vertikale Schnitte durch den Brennraum untersucht werden können, wird als zusätzliche Modifikation zur Betrachtung horizontaler Schnittebenen in vielen Fällen ein weiterer Zugang in Form eines in den Kolben eingebauten Fensters geschaffen [46, 47]. Um dieses Fenster nutzen zu können, muss der Kolben verlängert und seitlich geschlitzt werden, so dass ein Spiegel innerhalb des hohlen Kolbens unterhalb des Kolbenfensters untergebracht werden kann (sog. *„Bowditch“*-Bauweise [48]). Durch die Verlängerung des Kolbens wird zusätzlich der Einbau einer verlängerten Laufbuchse bzw. eines Spiegelgehäuses zwischen Kurbelgehäuse (oberhalb der ursprünglichen Laufbuchse) und dem Zylinderkopf bzw. dem Abstandshalter sowie die Verwendung weiterer Kolbenringe (meistens Graphit- oder Bronzegefüllter Kunststoff) erforderlich, um eine ausreichende Führung und Abdichtung des nun sehr langen Kolbens zu gewährleisten. Vorteilhaft an dieser Konstruktion ist die Möglichkeit, das Eindringen von Öl aus dem Kurbelgehäuse in den optisch zugänglichen Brennraum zu unterbinden, was die Verschmutzung der Fenster verringert und auch den störenden Einfluss von z.B. Ölfluoreszenz verhindert. Nachteilig ist das hohe Gewicht der Kolbenverlängerung, durch das sich die maximale Drehzahl des Motors in der Regel auf 2000–3000 min^{-1} verringert [47, 49]. Insgesamt ergibt sich durch die genannten Änderungen bereits eine signifikante Beeinflussung des Betriebsverhaltens, die jedoch für grundlegende Untersuchungen in Anbetracht des Zugewinns an optischer Zugänglichkeit durchaus sinnvoll und akzeptabel ist.

Für die praktische Umsetzung der o.g. Konzepte bestehen unterschiedlichste Möglichkeiten, so dass hier nur einige häufig verwendete Konstruktionen kurz geschildert werden sollen. Ein oftmals angewendeter Ansatz ist die Nutzung eines kompletten Serienmotors, bei dem einer der Zylinder optisch zugänglich gemacht, der Rest des Motors aber meist nur geschleppt betrieben wird [41, 49, 50]. Bei dieser Lösung kann ein Großteil des Motors unverändert (ohne Kompression) betrieben und der bestehende Massenausgleich (evtl. mit Anpassung der Ausgleichsmassen bei Verlängerung des Kolbens) genutzt werden. Die übrigen Zylinder können deaktiviert, d.h. der Ventiltrieb außer Kraft gesetzt, und die Ventile geöffnet werden, so dass der Ventiltrieb lediglich für den optisch zugänglichen Zylinder genutzt wird. Die Herstellung optischer Zugänge zu mehr als einem Zylinder an einem Motor wird nur selten um-

gesetzt [49, 51]. Eine andere Hauptbauform besteht in der Verwendung eines Einzylindermotors mit eigenem Massenausgleich als Grundmotor und einem an diesen Motor angepassten Zylinderkopf. Als Grundmotor kommen hierbei häufig speziell hergestellte Forschungsmotoren oder stabile Einzylindermotoren zum Einsatz. Die Zylinderköpfe können entweder speziell für eine gute optische Zugänglichkeit konstruiert, in Anlehnung an eine Serienkontur erstellt oder durch Umbau eines Serienzylinderkopfs hergestellt werden [45-47, 49, 52].

3.2 Anforderungen an den Prüfstand

An den zum Betrieb eines optisch zugänglichen Motors erforderlichen Prüfstand werden in der Regel hohe Anforderungen in Bezug auf Betriebsmittelkonditionierung und Regelung der übrigen Betriebsparameter gestellt, um die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten. Außerdem sollte der Aufbau des Prüfstands derart gestaltet sein, dass möglichst alle optischen Zugänge frei zugänglich sind und ausreichend Platz zum Aufbau der optischen Komponenten zur Verfügung steht.

Die Reproduzierbarkeit von Messungen an optisch zugänglichen Motoren hängt in hohem Maße von konstanten Betriebsbedingungen des Motors ab. Da insbesondere bei Motoren mit großen optischen Zugängen, im Gegensatz zu Serienmotoren, ein Dauerbetrieb aufgrund von Überhitzung der optischen Bauteile oder deren Verschmutzung meistens nicht möglich ist, kann der Motor nicht so lange betrieben werden, bis sich konstante Randbedingungen einstellen. Daher müssen sowohl das Kühlwasser als auch das Schmieröl durch externe Pumpen umgewälzt und durch eine Heizung sowie einen Kühler auf einer konstanten Betriebstemperatur gehalten werden. Druck, Temperatur und ggf. Feuchtigkeit der Ansaugluft müssen ebenfalls kontrolliert werden, da bereits geringe Abweichungen einen hohen Einfluss z.B. auf den Liefergrad und somit das Betriebsverhalten des Motors haben. Weniger kritisch hingegen ist die Kraftstofftemperatur, sofern die Einspritzdüsen ausreichend von temperierten Motorbauteilen, wie z.B. dem Zylinderkopf, erwärmt werden, so dass der Kraftstoff aufgrund der geringen Durchflussmengen automatisch an die Zylinderkopf- oder Saugrohrtemperatur angleicht. Die verwendeten Einspritzanlagen jedoch bedürfen besonderer Anstrengungen, da keine Serienprodukte zum Einsatz kommen können. Diese enthalten immer Kunststoffkomponenten, aus denen sich Bestandteile lösen können und so die hochreinen Kraftstoffe verunreinigen. Daher sind aufwändige Sonderkonstruktionen erforderlich, in denen nur solche Stoffe Verwendung finden, bei denen eine Verunreinigung der Kraftstoffe ausgeschlossen werden kann (s. Abschnitt 5.3). Zum An- oder Abtrieb des Motors kommt zweckmäßigerweise ein Vier-Quadranten-Antrieb zum Einsatz, da dieser sowohl im geschleppten als auch im gefeuerten Betrieb eine gleichbleibende Drehzahl gewährleisten kann.

Ebenso wichtig wie die Regelung der Betriebsparameter ist ihre messtechnische Erfassung, um während der Messung Abweichungen vom Sollzustand erkennen oder gleiche Bedingungen im Bedarfsfall anhand protokollierter Messwerte zu einem späteren Zeitpunkt erneut einstellen zu können. Auch ermöglicht die möglichst genaue Erfassung der Messwerte eine Berechnung von Massen und Wärmeströmen sowie ggf. die Erstellung eines numerischen Modells zur Ergänzung der optischen Messungen und Vorausplanung zukünftiger Versuche. Die Erfassungsrate der Messwerte sollte hierbei an die Änderungsgeschwindigkeit der zu erfassenden Messgröße angepasst werden, um unnötig hohe Datenvolumina sowie hohe Kosten der erforderlichen Geräte zu vermeiden. So müssen z.B. der Zylinderdruck sowie Ansaug- und Abgasdruck aufgrund ihrer hohen Änderungsgeschwindigkeit mit sehr hoher Frequenz erfasst werden, wohingegen sich die Betriebsmitteltemperaturen nur verhältnismäßig langsam verändern und dementsprechend seltener abgetastet werden müssen. Die Signalleitungen sollten übersichtlich und zugänglich verlegt werden, um auftretende Fehler leicht lokalisieren und die Signale im Bedarfsfall schnell abgreifen zu können. Die Erfassung erfolgt zweckmäßigerweise auf einem zentralen Messrechner um die synchrone Erfassung der Messwerte sicherzustellen.

Der Aufbau des Motors sowie aller notwendigen Komponenten muss so erfolgen, dass der Motor möglichst gut zugänglich für optische Messungen ist. Zur Montage der optischen Komponenten, des Lasers und der Kamera können sinnvollerweise optische Platten und ein flexibel erweiterbares Gestell bzw. Schienensystem verwendet werden, um Anpassungen an sich ändernde Messaufgaben zu ermöglichen. In jedem Fall müssen optische Aufbauten und der Motor mechanisch voneinander entkoppelt sein, um die Übertragung von Schwingungen des Motors auf die Optik zu vermeiden, da hierdurch die Qualität der Messergebnisse beeinträchtigt wird und insbesondere Kameras und Laser geschädigt werden können. In diesem Zusammenhang empfiehlt sich auch die Lagerung des Motors und seines Antriebs auf Feder-Dämpfer-Systemen und, wenn möglich, auf einem separaten Fundament.

3.3 Beispiele ausgeführter optischer Motoren

In diesem Abschnitt sollen einige, von verschiedenen Forschungseinrichtungen ausgeführte und verwendete, optisch zugängliche Motoren in tabellarischer Form (Tabelle 3.1) vorgestellt werden. Hierbei wurde die Zuordnung zu den in Abbildung 3.2 dargestellten Grundtypen vorgenommen, die jedoch aufgrund der häufigen Mischung von Merkmalen in vielen Fällen nicht eindeutig vorzunehmen ist. Aufgrund der großen Vielzahl der bis heute ausgeführten optischen Motoren ist die untenstehende Auswahl nicht als vollständig anzusehen. Weitere umfangreiche Informationen zu diesem Thema finden sich z.B. in [53].

Tabelle 3.1: Beispiele optisch zugänglicher Motoren. Die Angaben der Bauform beziehen sich auf die in Abbildung 3.2 dargestellten Bauformen.

Motor	Bauform	Bohrung [mm]	Hub [mm]	$V_{H, Zyl}$ [mm³]	ε [-]	Opt. Zugänge	Quelle
Endoskopisch zugänglicher 4-Zylinder BMW-Motor (N46 B20 OL) der Universität Duisburg-Essen	A	84	90	498,8	10,0	Beleuchtungsendoskop zwischen den Einlassventilen; Beobachtungsendoskop auf der Abtriebsseite rechtwinklig zum Beleuchtungsendoskop.	[44], [23]
4-Zylinder Serienmotor, VW-Forschung und Entwicklung	A/B	76,5	75,6	347,5	12,8	Sehr schmaler Saphir-Ring mit einseitiger Wellenkontur, 4mm Wandstärke und 6mm Höhe; eingebaut im vierten Zylinder eines VW-FSI-Serienmotors	[50]
6-Zylinder HCCI-Motor der Universität Lund, basierend auf Volvo TD100	B	120,65	140	1600	Variabel	Nur ein Zylinder mit Abstandshalter und Fenstern ausgestattet; kein Kolbenfenster; restliche Zylinder werden nur für den Massenausgleich genutzt	[41], [49]
Einzylindermotor EV4DT der Universität Rouen	B/C	75	79,1	349,5	10,4	Zwei trapezförmige optische Zugänge im dachförmigen Brennraum ohne zusätzlichen Abstandshalter; relativ kleines Fenster im Kolben (Durchmesser 42 mm, nicht zentrisch in der Kolbenmulde angeordnet).	[45]
Optischer HCCI-Motor der Universität Lund, basierend auf Scania D12 6-Zylinder-Motor	C	127,5	154	1966	Variabel	Nur ein Zylinder mit Glasring ausgestattet; Kolbenverlängerung und Kolbenfenster; restliche Zylinder werden nur für den Massenausgleich genutzt	[41], [49]
Optischer Motor der University of Michigan (Ann Arbor)	C	86	86	499,2	11	Vollständig aus Quarzglas gefertigte Laufbuchse; Quarzfenster im Brennraumdach und verlängerter Kolben mit Kolbenfenster	[54], [55], [52]

4 Optische Messtechniken

Nachdem in Abschnitt 2.4.3 ein kurzer Überblick gebräuchlicher optischer Messverfahren für die Anwendung in optisch zugänglichen Motoren gegeben wurde, sollen die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Verfahren in den nächsten Abschnitten genauer behandelt werden.

4.1 Flammeneigenleuchten

Die Nutzung des Flammeneigenleuchtens zur Beurteilung und Abbildung der Verbrennung stellt ein verhältnismäßig einfach umsetzbares und somit bereits lange genutztes Verfahren dar. Bei diesem „passiven“ Verfahren wird die Eigenstrahlung der Flamme genutzt, ohne dass eine zusätzliche Beleuchtung oder Anregung von Nöten ist. Die Emission der Flamme stammt sowohl von angeregten Radikalen und Verbrennungsprodukten (Chemilumineszenz) als auch von evtl. vorhandenem Ruß (Inkandeszenz).

Radikale und Verbrennungsprodukte zeigen hierbei ein Emissionsspektrum mit einzelnen spektral auflösbaren Emissionslinien, die sowohl einzeln als auch gruppiert in Banden auftreten können, wohingegen thermisch angeregter Ruß ein kontinuierliches Spektrum emittiert. Abbildung 4.1 zeigt eine Zusammenstellung der Emissionsspektren einiger bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen typischerweise auftretender Spezies. Hierbei zeigen angeregte Atome und kleine Moleküle in der Regel einzelne Emissionslinien, wohingegen bei größeren Molekülen die Emissionslinien zunehmend in dichteren Banden gruppiert sind [28].

Die Chemilumineszenz wird hierbei durch elektronisch angeregte Atome und Moleküle D^* hervorgerufen, wie sie bei der Verbrennung gemäß der folgenden, verallgemeinerten Reaktion entstehen [30]:

$$\mathrm{A} + \mathrm{B} \rightarrow \mathrm{C} + \mathrm{D}^* \tag{4.1}$$

Diese chemisch angeregten Spezies sind nicht stabil und können durch spontane Emission in vielen Fällen innerhalb kürzester Zeit in einen energetisch stabileren Zustand zurückfallen, wobei die freiwerdende Energie in Form von Licht emittiert werden kann:

$$\mathrm{D}^* \rightarrow \mathrm{D} + h\nu \tag{4.2}$$

Hierbei muss die Energie der Photonen einem elektronischen Übergang entsprechen, d. h. die Bohr‘sche Frequenzbedingung $h\nu = E_2 - E_1 = \Delta E$ muss erfüllt sein. Dies bedeutet, dass die Differenz ΔE zwischen der Energie des angeregten Zustands E_2 und der Energie des nicht angeregten Zustands (Endzustand) E_1 nur molekülspezifische diskrete Werte annehmen kann, wodurch sich das Auftreten von Emissionslinien erklären lässt. Die Zeitspanne für den Übergang ist bei den relevanten Molekülen kurz im Vergleich zu den makroskopischen

Zeitskalen, so dass das emittierte Licht als direkter Indikator für die betreffende Reaktion an einem bestimmten Ort angesehen werden kann [29].

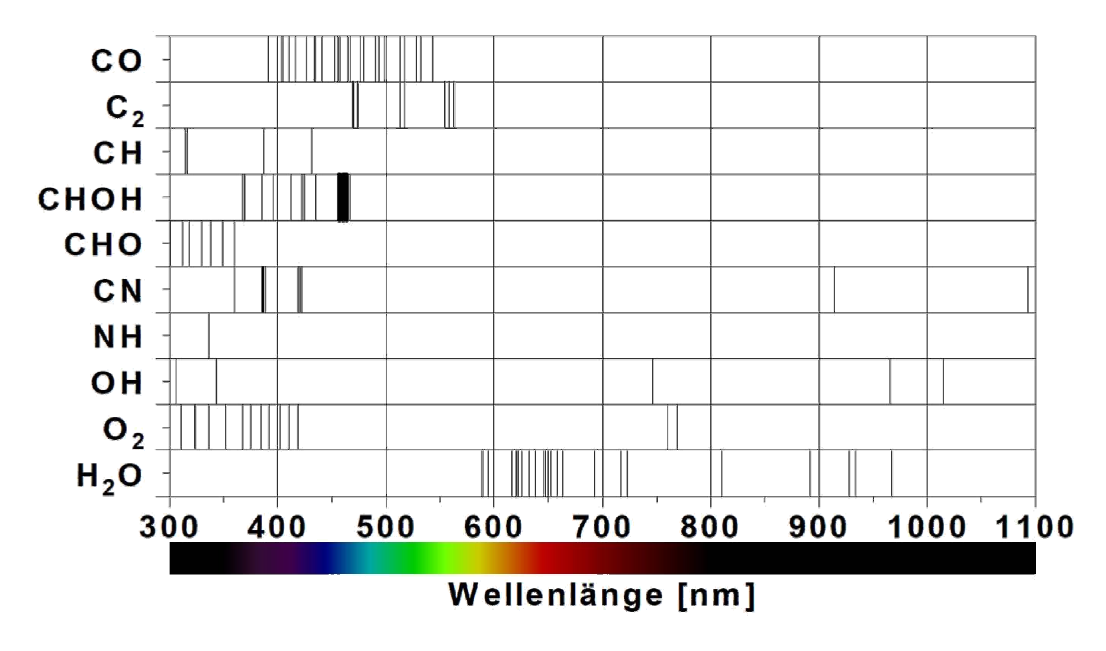


Abbildung 4.1: Emissionsspektrum einer typischen Kohlenwasserstoffflamme [56]

Ein anderer Weg der Energieabgabe aus dem angeregten Zustand besteht im sog. Kollisionsquenching durch Abgabe der Energie des angeregten Moleküls an einen Stoßpartner M:

$$D^* + M \rightarrow D + M \quad 4.3$$

Da hierbei die Energie strahlungslos abgegeben wird, entsteht keine Chemilumineszenz.

Die wichtigsten bei der vorgemischten Kohlenwasserstoffverbrennung auftretenden Spezies sind C_2*, CH*, CO_2* und OH* [57], deren Emissionsspektrum in Abbildung 4.2 beispielhaft anhand einer Methan-Luft-Flamme dargestellt ist. C_2*, CH* und OH* emittieren hierbei relativ schmalbandig, wohingegen die Emission von CO_2* aufgrund seines dreiatomigen Aufbaus und der hiermit verbundenen hohen Anzahl elektronischer Zustände breitbandig ist und vom UV bis in den sichtbaren Bereich reicht so dass ihr keine der Peaks in Abbildung 4.2 zugewiesen werden können [58]. Die Emission von CO_2* ist zusammen mit der vornehmlich in den sog. Swan-Banden auftretenden C_2*-Emissionen für die bläuliche Färbung der Flammen verantwortlich. Aufgrund ihrer relativ hohen Intensität, Selektivität und dem bevorzugten Auftreten in der Flammenfront sind besonders CH* (387 nm und 431 nm) und OH* (hauptsächlich 308 nm) für Untersuchungen der Verbrennung mittels Chemilumineszenz von Interesse [28, 29]. Da die CH*- und OH*-Emission hauptsächlich in der Flammenzone stattfindet, kann durch Einsatz geeigneter Bandpassfilter die Position und Ausbreitung der Flammenfront bestimmt werden, wobei allerdings zu berücksichtigen ist, dass auch die Flammenfront außerhalb der Schärfeebene zum Signal beiträgt und somit die Messung beeinträchtigen kann.

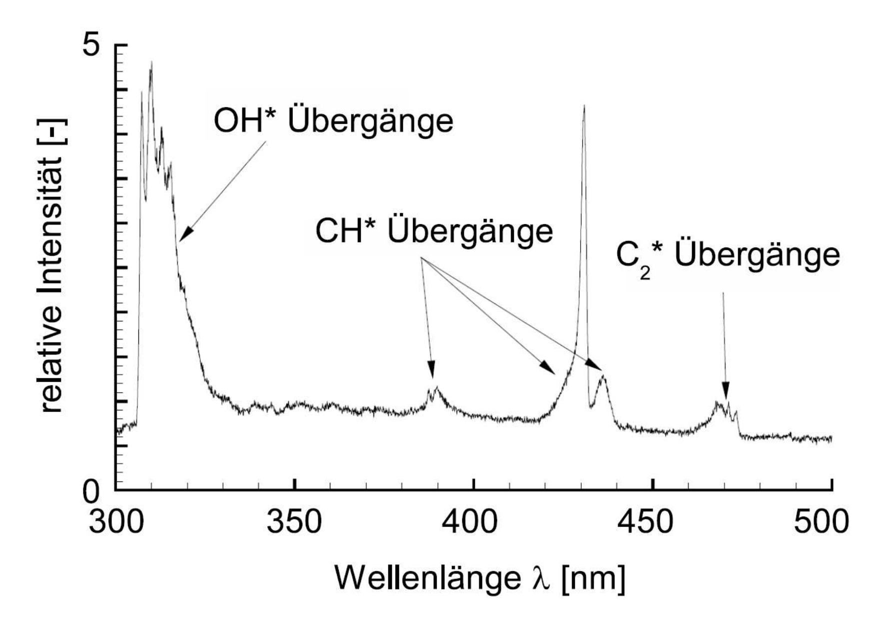


Abbildung 4.2: Emissionsspektrum einer Methan/Luft-Flamme [29]

In Flammen, in denen lokaler oder globaler Brennstoffüberschuss zur Bildung von Ruß während der Verbrennung führt (z.B. Dieselverbrennung, schlechte Vormischung bei der Benzinverbrennung, Diffusionsflammen allgemein), kann neben der Chemilumineszenz auch noch die vom Ruß emittierte Festkörperstrahlung (Inkandeszenz) beobachtet werden. Im Gegensatz zur Chemilumineszenz emittiert der Ruß ein kontinuierliches Spektrum mit einem temperaturabhängigen Maximum im infraroten Bereich. Da die Intensität der Rußstrahlung im Allgemeinen wesentlich stärker als die Chemilumineszenz ist, wird bei Vorhandensein von Ruß das Emissionsspektrum von dessen Strahlung dominiert [30]. Dies kann die Messung der Chemilumineszenz behindern, da auch bei Einsatz von Filtern für die Wellenlängen der Chemilumineszenz ein Einfluss der Rußstrahlung nicht vollständig ausgeschlossen werden kann und der Ruß zudem die Ausbreitung des durch Chemilumineszenz verursachten Lichts durch Absorption behindern kann.

4.2 Elastische Streuung

Die Wechselwirkung (Streuung) von Licht und Materie (Partikeln) kann zur Untersuchung motorischer Vorgänge in vielfältiger Weise genutzt werden. So kann z.B. die Ausbreitung und Verdampfung des Kraftstoffsprays im Brennraum mit Hilfe eines Lichtschnitts abgebildet (s. Abschnitt 6.3), oder das Strömungsfeld im Brennraum mit Hilfe von zugesetzten Partikeln (PIV) bestimmt werden.

Bei der Lichtstreuung muss zunächst grundlegend zwischen elastischer (Rayleigh- und Mie-Streuung) und inelastischer Streuung (Ramanstreuung) unterschieden werden. Bei der elastischen Streuung tritt im Gegensatz zur inelastischen Streuung kein dauerhafter Energieaustausch zwischen der Materie und dem eingestrahlten Licht statt, so dass es nicht zu einer

Frequenzverschiebung des reflektierten Lichts kommt. Da im Rahmen dieser Arbeit keine auf inelastischer Streuung basierenden Messmethoden angewendet wurden, sollen diese im Folgenden nicht näher behandelt werden. Details finden sich aber z.B. in [59] und [60].

Bei der elastischen Streuung wird, basierend auf der Partikelgröße, zwischen Rayleigh- und Mie-Streuung unterschieden. Rayleigh-Streuung tritt auf, wenn für den Teilchendurchmesser $d \ll \lambda$ gilt, was z.B. bei der Streuung an Molekülen der Fall ist. Hierbei tritt zwar eine Absorption des Lichts durch das Molekül auf, jedoch entspricht die absorbierte Energie nicht exakt der für einen Übergang des Moleküls in ein höheres Energieniveau nötigen Energie, sondern hebt die Energie des Moleküls auf ein virtuelles Zwischenniveau an (s. Abbildung 4.3). Daher kommt für diese Anregung jede beliebige Wellenlänge in Betracht und nicht nur bestimmte Anregungswellenlängen, wie bei der Laserinduzierten Fluoreszenz (s. Abschnitt 4.3). Da es sich bei dem so erzeugten, angeregten Zustand nur um ein virtuelles Niveau handelt, ist der Zustand äußerst instabil, wodurch das Molekül nach ca. 10^{-14} s wieder in einen energetisch stabileren Zustand zurückkehrt. Wird hierbei ein Photon mit der Wellenlänge des eingestrahlten Photons emittiert, wird der Vorgang als Rayleigh-Streuung bezeichnet. Werden durch Wechselwirkung mit innerer Energie des Moleküls höhere oder tiefere Energieniveaus als das vor der Anregung vorliegende Niveau erreicht, handelt es sich um (inelastische) Stokes Raman bzw. Antistokes Raman-Streuung [58].

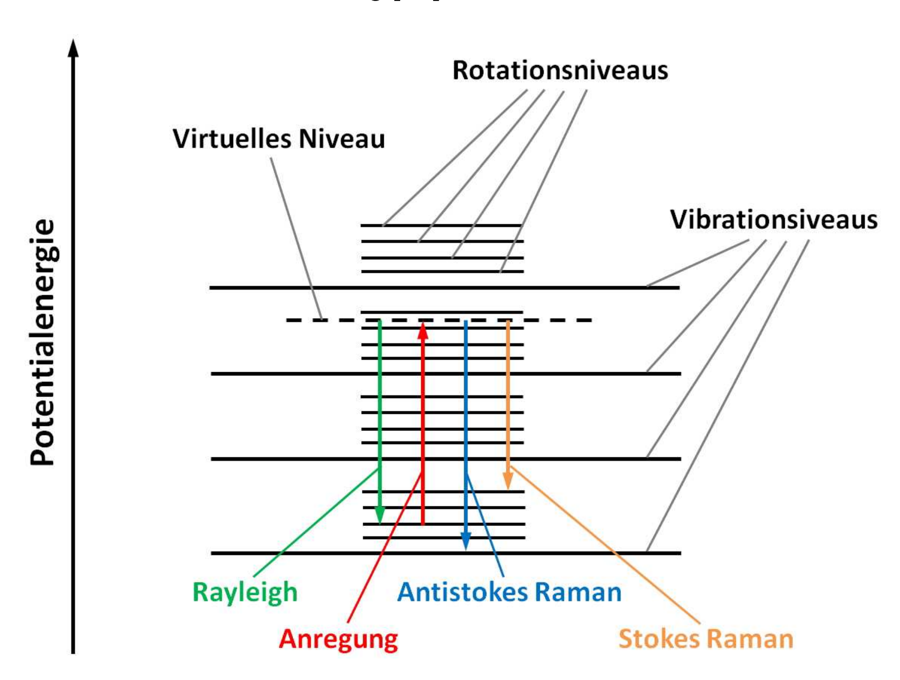


Abbildung 4.3: Anregung, Rayleigh- und Raman-Streuung im Energieniveauschema eines Moleküls [58]

Bei der Mie-Streuung (benannt nach Gustav Mie, der sie 1908 erstmals mathematisch beschrieb) handelt es sich im Gegensatz zur Rayleigh-Streuung um die Streuung von Licht an Partikeln, deren Durchmesser etwa der Wellenlänge des eingestrahlten Lichts entspricht. Ein

wichtiger, häufig zur Unterscheidung des Anwendungsbereichs der Rayleigh- bzw. Mie-Streuung verwendeter Parameter ist der dimensionslose Faktor x, der das Verhältnis des Partikeldurchmessers zur Wellenlänge beschreibt:

$$x = \frac{\pi d}{\lambda} \tag{4.4}$$

Das Streuverhalten von Partikeln, für die $0{,}3 \leq x \leq 20$ gilt, kann gut mit der Mie-Theorie beschrieben werden. Kleinere Partikel ($x < 0{,}3$) werden mit Hilfe der Rayleigh-Streuung beschrieben, wohingegen auf größere Partikel ($x > 20$) die Regeln der geometrischen Optik angewendet werden können. Hier behält zwar auch die Mie-Theorie ihre Gültigkeit, jedoch sind die Methoden der geometrischen Optik deutlich leichter anwendbar.

Die Mie-Theorie liefert, unter Berücksichtigung der Randbedingungen für sphärische Partikel, die exakte Lösung der Maxwell-Gleichungen für die Streuung einer elektromagnetischen Welle an einem sphärischen Objekt. Das einfallende Licht wird hierbei durch Reflexion, Brechung und Beugung am Partikel in alle Raumrichtungen gestreut. Die Intensität des gestreuten Lichts hängt dabei stark von der Betrachtungsrichtung ab (s. Abbildung 4.4), wobei neben dem Partikeldurchmesser d auch der Brechungsindex (sofern der Partikel Transparent ist) sowie die Intensität und die Polarisationsrichtung des Lichts einen Einfluss ausüben [61].

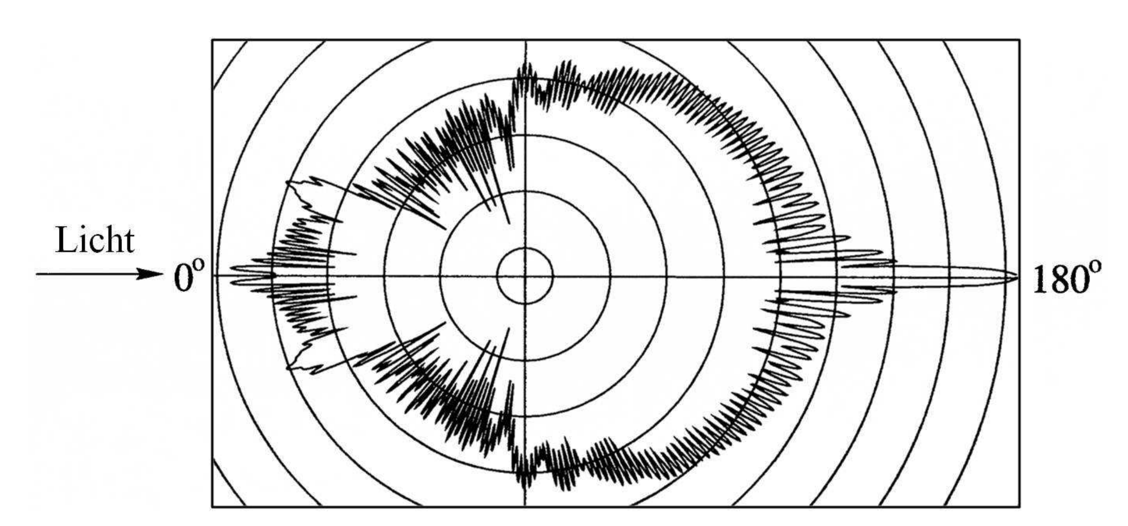


Abbildung 4.4: Streulicht-Intensitätsverteilung (λ = 532 nm) am Beispiel eines Öltropfens (d = 10 µm) in Luft [32]

Wie aus Abbildung 4.4 hervorgeht, wird das einfallende Licht in verschiedene Raumrichtungen unterschiedlich stark gestreut. Um eine möglichst hohe Signalintensität für die Detektion nutzen zu können, wäre daher insbesondere die Detektion aus der Vorwärtsstreurichtung (180°) deutlich vorteilhafter als orthogonal dazu (90°). In der Praxis wird jedoch in den meisten Fällen die orthogonale Detektion verwendet, da zum einen bei Detektion in Vorwärtsstreurichtung die Lichtquelle die Messung stören würde und zum anderen Lichtschnitte ver-

wendet werden müssen, um die Vorgänge in einer bestimmten Ebene untersuchen zu können [32, 61].

4.3 Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)

Im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen Methoden, bei denen die von den Molekülen selbst ausgesendete bzw. reflektierte Strahlung genutzt wird, verwendet die Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) das von Molekülen nach der Bestrahlung mit Licht einer bestimmten Wellenlänge ausgesendete Fluoreszenzsignal zur Messung von z.B. Konzentrationen, Mischungsvorgängen oder des Verbrennungsverlaufs.

Bei der Laserinduzierten Fluoreszenz wird, anders als bei der Rayleigh- und Raman-Streuung, das Molekül durch das eingestrahlte Licht über seinen elektronischen Grundzustand hinaus in einen höheren elektronischen Zustand angeregt. Der angeregte Zustand entspricht hierbei genau einem tatsächlichen Rotations- oder Schwingungsniveau des Moleküls. Zur Anregung ist daher eine genau festgelegte Energiemenge und somit eine bestimmte Wellenlänge des zur Anregung verwendeten Photons nötig (Bohr'sche Frequenzbedingung):

$$\Delta E = h\nu \qquad 4.5$$

Dieser Vorgang ist in Abbildung 4.5 anhand eines vereinfachten Zwei-Niveau-Modells dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der Vorgänge findet sich z.B. in [62].

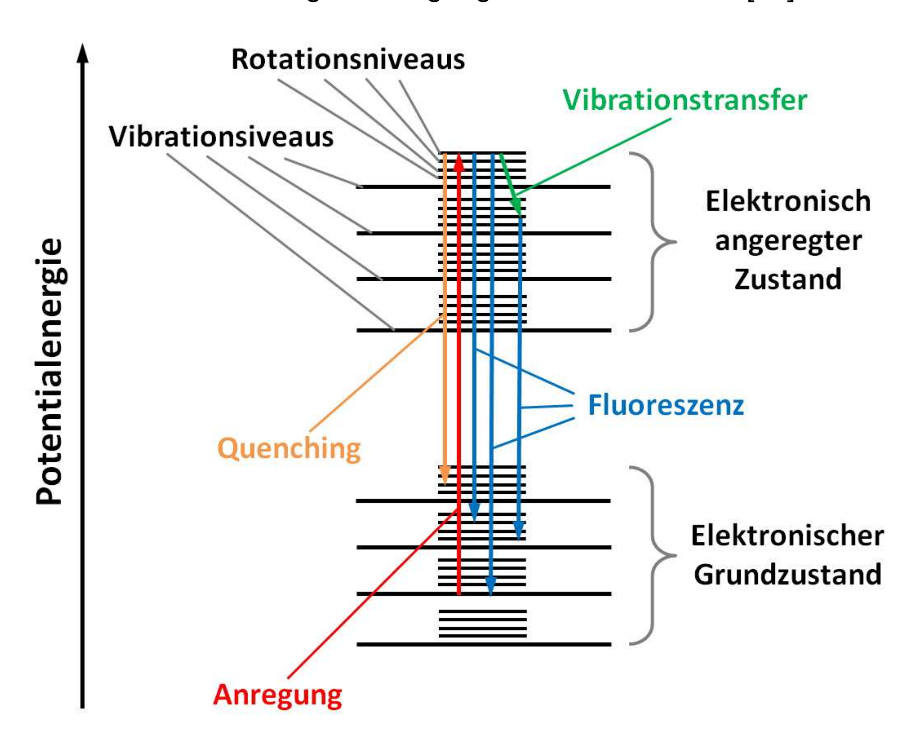


Abbildung 4.5: Anregungs- und Emissionsvorgänge bei Laserinduzierter Fluoreszenz (LIF) im Energieniveauschema eines Moleküls [58]

Die möglichen Energieniveaus sind molekülspezifisch und von dessen chemischem Aufbau abhängig. Daher kann, bei Verwendung eines ausreichend schmalbandigen Lasers, ein spezifischer Übergang eines bestimmten Moleküls angeregt werden, woraufhin sich ein Fluoreszenzspektrum mit einzelnen Spektrallinien einstellt. In der Praxis ist eine sehr schmalbandige Anregung jedoch schwieriger zu realisieren als eine etwas breitbandigere Anregung (z.B. mit Nd:YAG-Lasern), so dass meist ein kontinuierliches Emissionsspektrum detektiert wird. Durch genaue Kenntnis der Fluoreszenzeigenschaften der angeregten Moleküle (bzw. durch Verwendung sehr sauberer Kraftstoffe mit nur einer fluoreszierenden Spezies) kann so neben dem qualitativen Nachweis des Moleküls im Idealfall auch eine quantitative Messung auf Basis der Fluoreszenzintensität vorgenommen werden. Dieser angeregte Zustand ist im Vergleich zu den virtuellen Anregungszuständen der Streuprozesse relativ stabil, so dass das Molekül erst nach einer Zeitspanne von typischerweise 10^{-9} bis 10^{-5} s in seinen energetisch günstigeren Grundzustand zurückkehrt [58], so dass u.U. auch zeitlich eine Trennung von Streulichtsignal und Fluoreszenzsignal vorgenommen werden kann.

Nach erfolgter Anregung kann die Abgabe der zugeführten Energie auf unterschiedlichen Wegen unter Aussendung von Licht oder auch strahlungslos erfolgen. Zum einen kann die Energieabgabe durch Fluoreszenz, d.h. durch spontane Emission eines Photons, erfolgen. Diese Emission ist unabhängig vom umgebenden Strahlungsfeld und erfolgt stochastisch, wobei die mittlere Verweilzeit des Moleküls im angeregten Zustand als Fluoreszenzlebensdauer bezeichnet wird. Das emittierte Photon hat nicht die gleiche Energie wie das ursprünglich eingestrahlte Photon, da das Molekül meist in ein höheres Energieniveau des Grundzustands zurückfällt (s. Abbildung 4.5), wodurch das Photon eine geringere Energie und somit eine höhere Wellenlänge als die Anregungswellenlänge aufweist. Tritt vor der Rückkehr des Elektrons in den Grundzustand zunächst ein Energietransfer zwischen den einzelnen Vibrationsniveaus des Moleküls auf (strahlungslose Umverteilung der Energie) erhöht sich ebenfalls die Wellenlänge des emittierten Lichts. Das Fluoreszenzspektrum ist daher im Vergleich zur Anregungswellenlänge rotverschoben. Typische Zeitskalen für das Auftreten von Fluoreszenz liegen in der Größenordnung von einigen Nanosekunden nach der Anregung [63]. Eine andere Möglichkeit besteht in der stimulierten Emission eines Photons durch den Übergang eines angeregten Elektrons in den Grundzustand, wenn Licht geeigneter Wellenlänge auf das Molekül trifft und so das Elektron zum Übergang in den Grundzustand veranlasst. Das emittierte Photon weist hierbei die gleiche Richtung und Phasenlage auf wie das eingestrahlte Photon, so dass kohärente Wellen entstehen [60]. Dieses Prinzip wird z.B. auch zur Erzeugung von Laserstrahlung angewendet [64].

Strahlungslose Umwandlungen aus dem angeregten Zustand bestehen neben dem bereits genannten Energietransfer zwischen unterschiedlichen Vibrationsniveaus in der Prädissozia-

tion, also dem Zerfall des Moleküls nach der Anregung, sowie der Stoßlöschung (dem sog. Quenching) bei dem durch Stoßvorgänge mit anderen Molekülen (z.B. Sauerstoff) die Anregungsenergie abgegeben und letztendlich in Wärme umgewandelt wird [64]. Insbesondere das Quenching durch Sauerstoff kann bei motorischen Messungen die Präzision und Auswertbarkeit der Messergebnisse in hohem Maß beeinflussen, da der verringernde Einfluss auf die Fluoreszenzintensität mit zunehmendem Druck sowie steigender Temperatur wächst und in vielen Fällen aufgrund unbekannter lokaler oder globaler Gaszusammensetzung schwer zu quantifizieren ist. Hierdurch wird zum einen die Signalintensität verringert, was zu einem ungünstigen Signal-Rausch-Verhältnis führt, und zum anderen bei qualitativen Messungen zu Messfehlern durch den unbekannten Sauerstoffeinfluss führen kann. Teilweise kann dieses Problem durch den Einsatz einer reinen Stickstoffatmosphäre umgangen werden, sofern z.B. nur Mischungsvorgänge ohne anschließende Verbrennung untersucht werden sollen [65].

Die unter Einbeziehung der o.g. Faktoren mit Hilfe des Detektors idealerweise erfassbare Fluoreszenzleistung P_{LIF} im Beobachtungsraumwinkel Ω ist sowohl abhängig von der Anzahl N_1 der im Grundzustand vorliegenden Teilchen im Messvolumen V, als auch von der eingestrahlten Laserleistung I_L. Unter Verwendung der bereits bekannten Beziehung $h\nu_{LIF}$ für die Energie der mit Lichtgeschwindigkeit c emittierten Photonen ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$P_{LIF} = \frac{h\nu_{LIF}}{C} \frac{\Omega}{4\pi} V N_1 B_{12} \frac{A_{21}}{A_{21} + Q_{21}} I_L \qquad 4.6$$

Hierin stehen B_{12} und A_{21} für die Einsteinkoeffizienten der Absorption bzw. der spontanen Emission und Q_{21} für die Quenchrate. Das Verhältnis von A_{21} zur Summe aus A_{21} und Q_{21} wird hierbei als Fluoreszenzquantenausbeute ϕ bezeichnet:

$$\phi = \frac{A_{21}}{A_{21} + Q_{21}} = \phi(\lambda, p, T, \textstyle\sum_i x_i) \qquad 4.7$$

Diese ist, je nach Gemischzusammensetzung, von der Temperatur T und dem Druck p der Mischung sowie von der zur Anregung verwendeten Wellenlänge λ abhängig. Je nachdem, welche der Größen bekannt sind, können auch quantitative Messungen der fehlenden Größe durchgeführt werden. Zwar sind Anregungswellenlänge und Druck in den meisten Fällen bekannt, nicht jedoch die bei motorischen Messungen oftmals örtlich variierenden Temperaturen und Konzentrationen. Somit können entweder nur qualitative Aussagen getroffen werden, oder es müssen zum Teil sehr aufwändige Kalibrationsmessungen und erweiterte Messtechniken, wie z.B. die Zweifarbenthermometrie, angewendet werden.

Für die Abbildung von Strömungs- und Verbrennungsvorgängen in Motoren oder anderen Verbrennungssystemen mittels LIF muss in jedem Fall mindestens eine fluoreszierende Substanz bereits in der Luft oder dem Brennstoff vorhanden sein, bzw. künstlich zugemischt werden oder während der Vorreaktion sowie der Verbrennung entstehen. Je nach Messaufgabe kann entweder der Gasstrom oder der Kraftstoff mit der fluoreszierenden Komponente (Tracer) versehen werden, wobei die physikalischen Eigenschaften des Tracers denen der Trägersubstanz immer so nah wie möglich kommen sollten und auch keinen verfälschenden Einfluss auf den zu untersuchenden Vorgang ausüben dürfen. Insbesondere bei Kraftstofftracern bedeutet dies, dass Siedepunkt, Dampfdruck, Mischungsverhalten und das Reaktionsverhalten während der Verbrennung dem ursprünglichen Kraftstoff so ähnlich wie möglich gewählt werden sollten, da der Tracer ansonsten kein für den Kraftstoff repräsentatives Verhalten aufweist oder das Verbrennungssystem beeinflusst [33].

Zur Untersuchung der Vermischung von Kraftstoff und Zylinderfüllung kann im einfachsten Fall kommerziell verfügbarer Kraftstoff verwendet werden, da er zahlreiche fluoreszierende Komponenten enthält und dementsprechend über einen weiten Wellenlängenbereich angeregt werden kann und Fluoreszenzsignal emittiert. Nachteilig sind allerdings die je nach Herkunft stark variierenden Fluoreszenzeigenschaften, so dass mit kommerziellem Kraftstoff in der Regel nur qualitative und semi-quantitative Messungen möglich sind. Um reproduzierbare qualitative und quantitative Messungen vornehmen zu können, wird im Allgemeinen ein nicht-fluoreszierender Basis-Kraftstoff mit einem Tracer versetzt, dessen Fluoreszenzeigenschaften gut charakterisiert sind. Als Basis-Kraftstoff kommen für Otto-Motoren Mischungen von iso-Oktan und n-Heptan zum Einsatz, die auch als Referenzkraftstoffe zur Bestimmung der Oktanzahl verwendet werden (*Primary Reference Fuel* – PRF). Der Anteil an iso-Oktan entspricht hierbei der Oktanzahl (z.B. hat PRF95 eine Oktanzahl von 95). Als Kraftstofftracer werden häufig Ketone wie Aceton (Dimethylketon, CH_3-CO-CH_3), Biacetyl (2,3-Butandion, CH_3-CO-CO-CH_3) und 3-Pentanon (Diethylketon, CH_3-CH_2-CO-CH_2-CH_3) eingesetzt, die im UV-Bereich zwischen 220 nm und 330 nm angeregt werden können und relativ ähnliche Verdampfungseigenschaften aufweisen wie iso-Oktan [63]. Aber auch Aromaten wie α-Methylnaphtalin oder Toluol können als Tracer verwendet werden. Hierbei wird α-Methylnaphtalin vor allem als Tracer für Diesel-Ersatzkraftstoffe verwendet, da es sowieso bereits einen der beiden Hauptbestandteile für Diesel-Referenzkraftstoffe (Mischungen von Cetan (n-Hexadecan) und α-Methylnaphtalin zur Bestimmung der Cetanzahl analog zur Oktanzahl für Ottokraftstoffe) darstellt. Toluol hingegen kommt für Untersuchungen an Otto-Motoren zum Einsatz. Es hat den Vorteil, dass es auch in Standard-Otto-Kraftstoffen in hohen Anteilen enthalten ist und daher Verhaltensabweichungen gegenüber Standard-Kraftstoff durch seinen Einsatz nur in geringem Umfang zu erwarten sind. Nachteilig ist das im Vergleich zu

Ketonen wesentlich höhere Quenching der Toluol-Fluoreszenz durch Sauerstoff. Die o.g. Tracer können, sofern ihre Verdampfungseigenschaften es zulassen, auch der Ansaugluft zugesetzt werden, um nach homogener Durchmischung mit dieser z.B. das Einströmen der Frischluft in den Zylinder untersuchen zu können. In gleicher Weise kann aber auch NO als Tracer für die Ansaugluft verwendet werden [33]. Des Weiteren können z.B. Temperaturschichtungen oder sich im Laufe des Zyklus, z.B. im Bereich der Brennraumwände, ausbildende Temperaturabweichungen in der Kompressionsphase durch die Verwendung von z.B. Toluol unter Ausnutzung der Temperaturabhängigkeit der Fluoreszenzintensität vermessen werden [66].

Neben Tracern, die gezielt dem Kraftstoff oder der Ansaugluft zugesetzt werden, können für Fluoreszenzuntersuchungen aber auch Spezies verwendet werden, die durch Vorreaktionen vor der Verbrennung entstehen (z.B. Formaldehyd, CH_2O) oder in der Flammenfront gebildet werden, wie OH, CH oder C_2. Die Fluoreszenz dieser Spezies kann, ähnlich wie bei der Erfassung der Chemilumineszenz ihrer angeregten Zustände (s. Abschnitt 4.1) genutzt werden, um die Flammenfront zu lokalisieren und so den Brennfortschritt sowie die Flammenstruktur zu untersuchen. Im Gegensatz zur Chemilumineszenz besteht bei Laser-Anregung dieser Tracer-Moleküle jedoch der Vorteil, dass nur eine bestimmte Schnittebene im Brennraum gezielt untersucht werden kann, der Störeinfluss der nicht im Interessensgebiet liegenden Flammenbereiche also minimiert werden kann. Für die in Abschnitt 6.2 beschriebenen Versuche zur Messung in der Vorzündung, also im Bereich der „kalten Flamme“, ist insbesondere die Fluoreszenz von Formaldehyd von Interesse, da es in eben diesem Bereich gebildet, andererseits aber auch beim Übergang in die Hochtemperaturreaktion sehr schnell wieder abgebaut wird. Zudem lässt es sich relativ gut nachweisen, so dass Formaldehyd als guter Indikator für das Auftreten der Niedertemperaturreaktionen angesehen werden kann [64].

5 Versuchsanlage

Ein wesentlicher Teil der vorliegenden Arbeit bestand im Aufbau und der Versorgung des für die Versuche verwendeten Motors. Der Motor (AVL-Forschungsmotor 5811) wurde aufgebaut auf einem Kompaktprüfstand (ebenfalls Firma AVL) geliefert und an die Elektroversorgung sowie die grundlegende Prüfstandssteuerung angeschlossen. Basierend auf diesem Grundaufbau mussten im Laufe der Zeit zusätzlich eine Vielzahl weiterer Komponenten installiert werden, um eine kontrollierte Versorgung des Motors mit allen betriebsrelevanten Medien zu gewährleisten, sowie um die Messtechnik zu ergänzen. Eine Übersicht der Hauptkomponenten ist in Abbildung 5.1 gegeben, wobei eine Aufschlüsselung in zugekaufte, angepasste und vollständig selbst entwickelte Systemkomponenten vorgenommen ist. Basierend auf dieser Übersicht sollen in den folgenden Abschnitten die einzelnen Systeme in ihrem Aufbau und ihrer Funktion sowie ihre Anbindung an andere Teilsysteme näher erläutert werden.

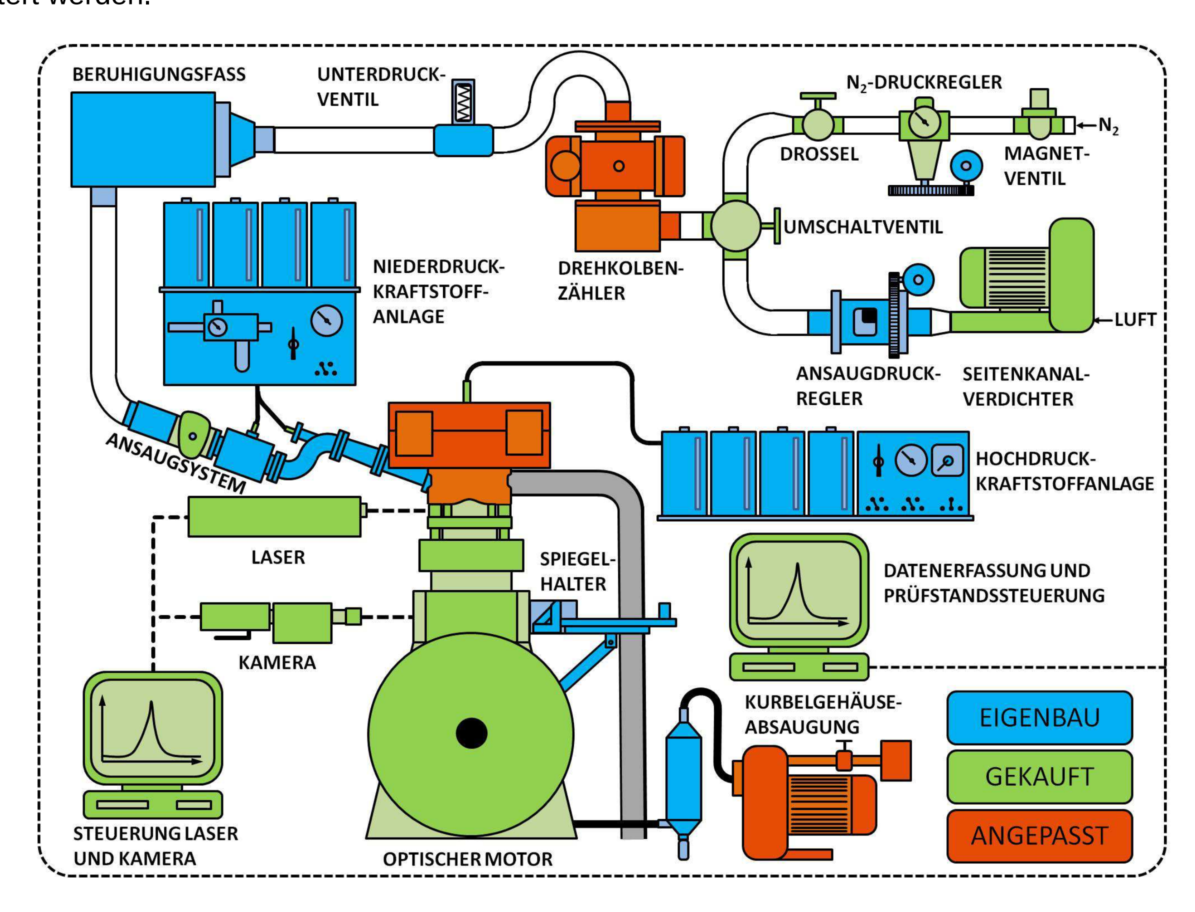


Abbildung 5.1: Übersicht der wichtigsten Prüfstandskomponenten

5.1 Optischer Motor und Kompaktprüfstand

Der optische Motor ist auf einem Kompaktprüfstand (AVL 570) aufgebaut. Der Kompaktprüfstand besteht aus einem Grundrahmen, der zum einen eine schwingungsgedämpfte Auf-

spannplatte für den Motor trägt und zum anderen mit einem Asynchronmotor (Vier-Quadranten-Betrieb) zum Schleppen und Bremsen des Motors ausgerüstet ist. Die Anbindung der Elektromotorwelle an die Kurbelwelle erfolgt über einen Drehmomentmessflansch sowie eine Kardanwelle. Des Weiteren sind die Leistungselektronik des Vier-Quadranten-Antriebs sowie eine Konditionieranlage (AVL 577) für den Kühlwasser- und Ölkreislauf des Motors auf dem Grundrahmen untergebracht. Abbildung 5.2 zeigt eine Seitenansicht der Hauptkomponenten des Kompaktprüfstands. Technische Daten finden sich in Anhang A.

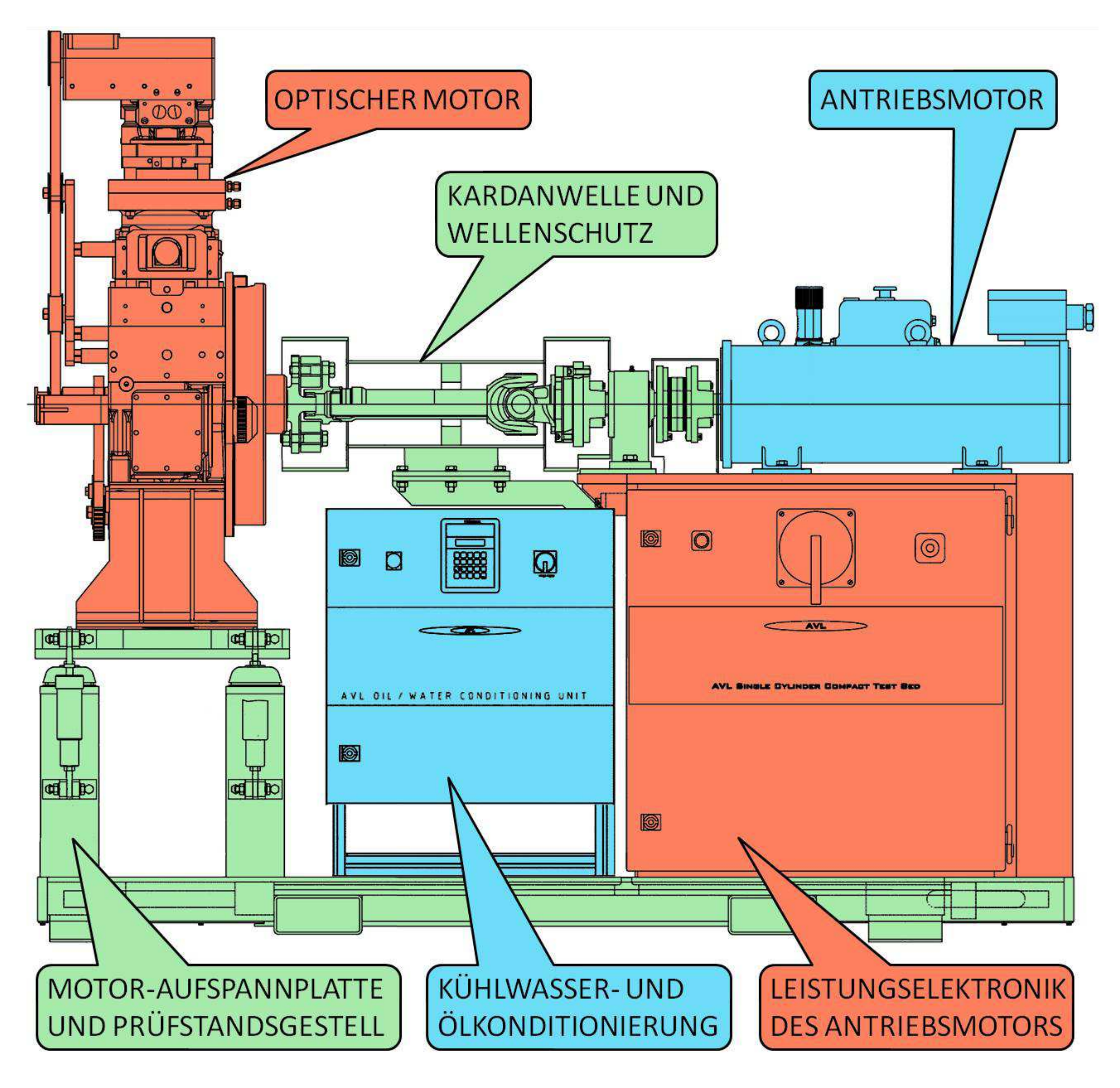


Abbildung 5.2: Hauptkomponenten des Kompaktprüfstands

Die o.g. Komponenten erlauben den grundlegenden Betrieb des Motors und sind zur Regelung und Überwachung mit einem eigenen Steuerrechner („Puma-Rechner“) außerhalb der Messkabine verbunden. Zu- und ggf. Abfuhr überschüssiger elektrischer Leistung sowie die Versorgung mit Kühlwasser erfolgt über die hauseigenen Versorgungsnetze. Zur Abfuhr des Abgases wird das Abgassystem des Motorenlabors genutzt. Der Asynchronmotor ist in der Lage, den Motor mit bis zu 3000 min^{-1} anzutreiben und kann ein maximales Drehmoment von 120 Nm aufbringen. Über den Drehmomentmessflansch können Drehmomente von bis

zu 50 Nm gemessen werden. Mit Hilfe der Kühlwasser- und Ölkonditionieranlage kann der Motor mit Kühlwasser und Schmieröl bei einer geregelten Zulauftemperatur von bis zu 90°C versorgt werden. Die Beheizung erfolgt für beide Medien elektrisch, wohingegen zur Kühlung Kühlwasser aus dem Hauskreislauf verwendet wird. Weitere technische Daten der Konditionieranlage sind in Anhang A zusammengefasst. Da am Lieferzustand der Kühlmittelkonditionierung sowie des Elektroantriebs keine Veränderungen vorgenommen wurden, wird für technische Details auf die jeweiligen Betriebsanleitungen des Herstellers verwiesen [67, 68]. Der in vielerlei Hinsicht speziell an die experimentellen Erfordernisse angepasste optische Einzylindermotor soll hingegen in den nächsten Abschnitten detaillierter beschrieben werden.

5.1.1 Grundmotor

Der optische Motor basiert auf einem Einzylinder-Forschungsgrundmotor vom Typ AVL 5800 dessen Hauptkomponenten in Abbildung 5.3 dargestellt sind [69]. Dieser besteht aus dem Kurbelwellengehäuse, dem Lagerschild, Kurbelwelle und Pleuel, dem Schwungrad sowie dem Massenausgleichssystem. Das Kurbelwellengehäuse ist aus Sphäroguss hergestellt und dient als Träger für die übrigen Komponenten. Die Kurbelwelle ist in zwei Hauptlagern in der Rückwand des Kurbelgehäuses sowie im Lagerschild gleitgelagert und über zwei Deckel in den Seiten des Kurbelgehäuses zur Montage des Pleuels zugänglich. Der Lagerschild befindet sich auf der Antriebs/Abtriebsseite und nimmt das Festlager der Kurbelwelle auf. Das Schwungrad ist ebenfalls auf dieser Seite direkt an die Kurbelwelle angeflanscht und bildet wiederum die Befestigung für die Kardanwelle zur Anbindung des Motors an den Kompaktprüfstand. Auf der Loslagerseite sind zwei Zahnriemenräder montiert, die zum Antrieb der Nockenwellen und des Massenausgleichs dienen. Der Massenausgleich sorgt für den Ausgleich der Massenkräfte erster Ordnung und besteht aus zwei gegenläufigen Ausgleichswellen, die im Ausgleichsgehäuse unterhalb des Nockenwellengehäuses untergebracht sind. Die Wellen sind mit auswechselbaren Ausgleichsgewichten versehen, um Anpassungen an unterschiedliche Kolbengewichte vornehmen zu können.

Kurbelgehäuse und Ausgleichswellengehäuse sind miteinander verbunden, so dass das Öl aus dem Kurbelgehäuse zunächst in das Ausgleichswellengehäuse gelangt und zusammen mit dem dort austretenden Öl abgesaugt wird. Da der optisch zugängliche Bereich des Motors möglichst frei von Öl gehalten werden soll, wird die Luft aus dem Kurbelgehäuse zusammen mit dem Schmieröl aus dem Nockenwellengehäuse (s. Abschnitt 5.1.2) abgesaugt. Der Unterdruck im Kurbelgehäuse beträgt ca. 100 mbar und sorgt dafür, dass kein Öl über die Laufbuchse in den optischen Teil gelangen kann. Die Absaugung erfolgt mit Hilfe eines Seitenkanalverdichters, wobei die Luft-Öl-Mischung zunächst die Konditionieranlage durchströmt um das Öl weitestgehend abzutrennen. Der verbleibende Ölnebel wird in zwei weite-

ren Filtern (Edelstahlwolle und Papierfilter) vor dem Eintritt in den Seitenkanalverdichter ausgefiltert um eine Kontaminierung der Motorenkabine (Ansaugluft, Geräte) mit Ölnebel zu verhindern (s. auch Abbildung 5.1). Technische Daten des Grundmotors finden sich in Anhang A sowie in [69]. Die Kennlinie des Seitenkanalverdichters ist in Anhang E dargestellt.

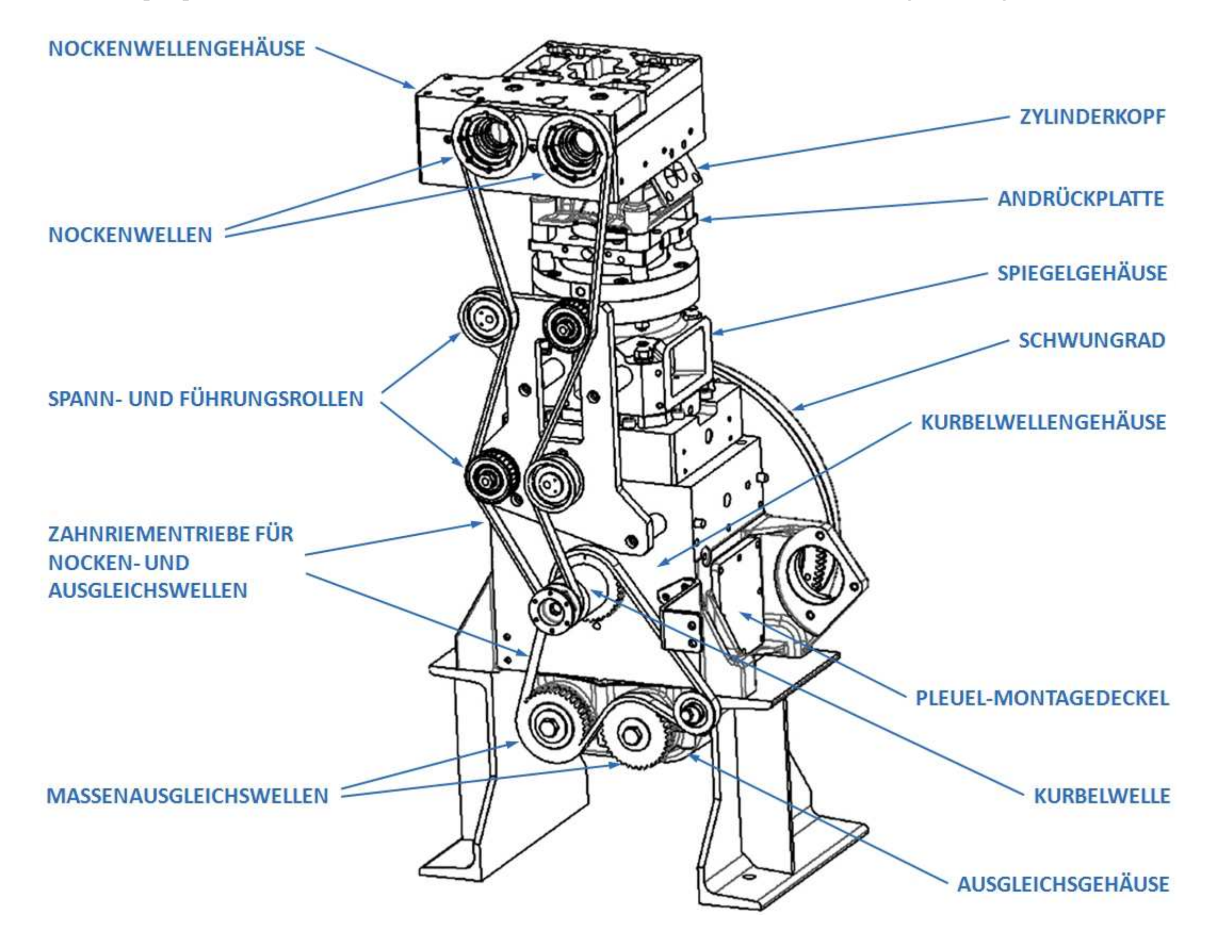


Abbildung 5.3: Hauptkomponenten des optischen Motors AVL 5811

5.1.2 Zylinderkopf und Nockenwellengehäuse

Der Zylinderkopf ist aus zwei Hauptbaugruppen aufgebaut, dem eigentlichen Zylinderkopf und dem Nockenwellengehäuse. Abbildung 5.4 zeigt eine Explosionsdarstellung der gesamten Zylinderkopfbaugruppe.

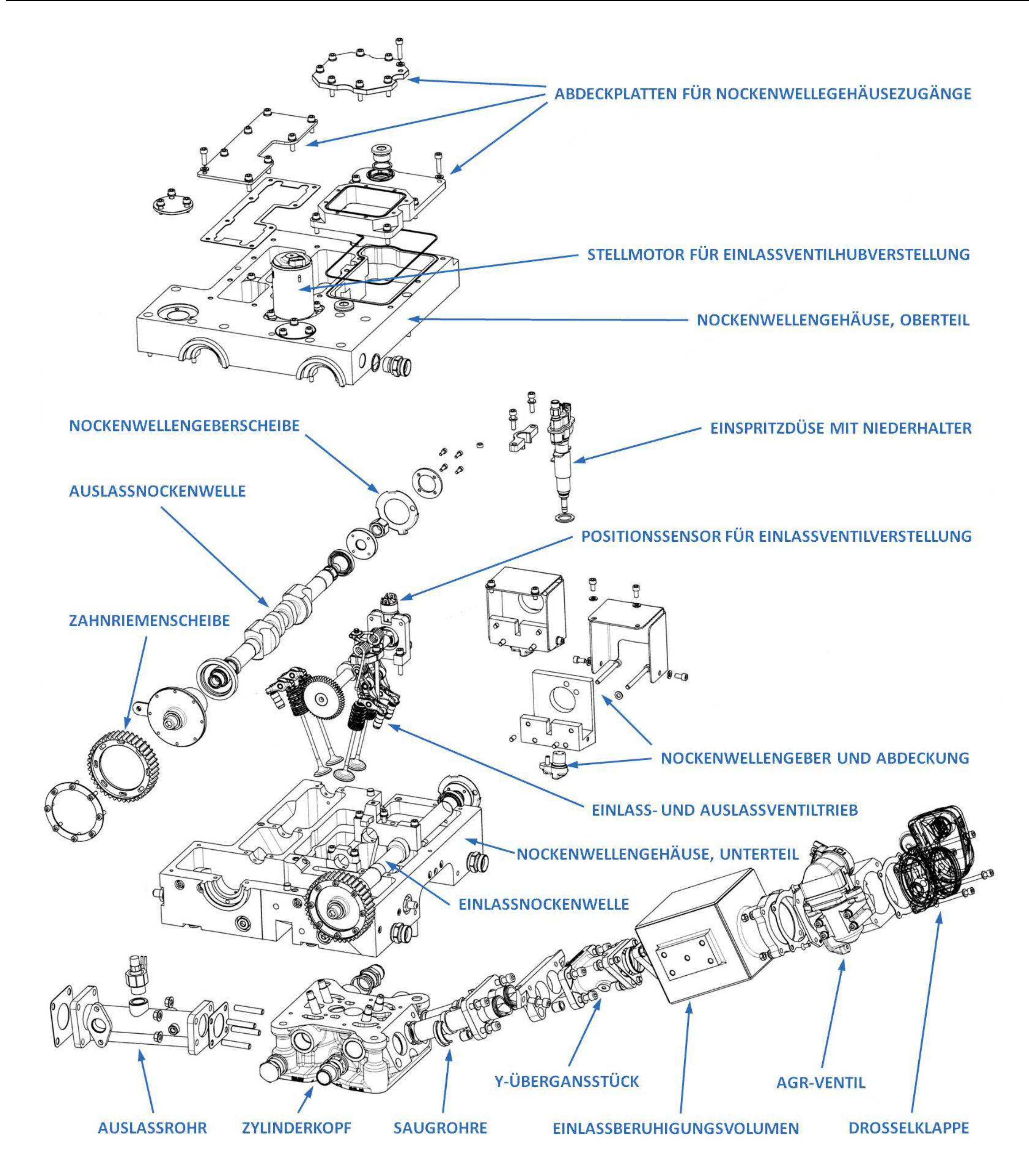


Abbildung 5.4: Explosionszeichnung von Nockenwellengehäuse und Zylinderkopf

Beim Zylinderkopf handelt es sich um ein Aluminiumgussteil, welches die Ansaug- und Abgaskanäle sowie die Kühlwasserkanäle enthält. Des Weiteren sind die Ventilführungen und die Ventilsitzringe in den Zylinderkopf eingeschrumpft. Ebenso sind Aufnahmebohrungen für den Piezo-Druckaufnehmer, die Zündkerze und das Einspritzventil vorhanden. Eine weitere Bohrung zwischen den Ansaugkanälen dient zur Aufnahme eines Beleuchtungsendoskops (s. Abschnitt 5.1.4). Eine CAD-generierte Ansicht der Ansaug- und Abgaskanäle sowie des Brennraumdachs und der Anordnung der o.g. Bauteile ist in Abbildung 5.5 dargestellt.

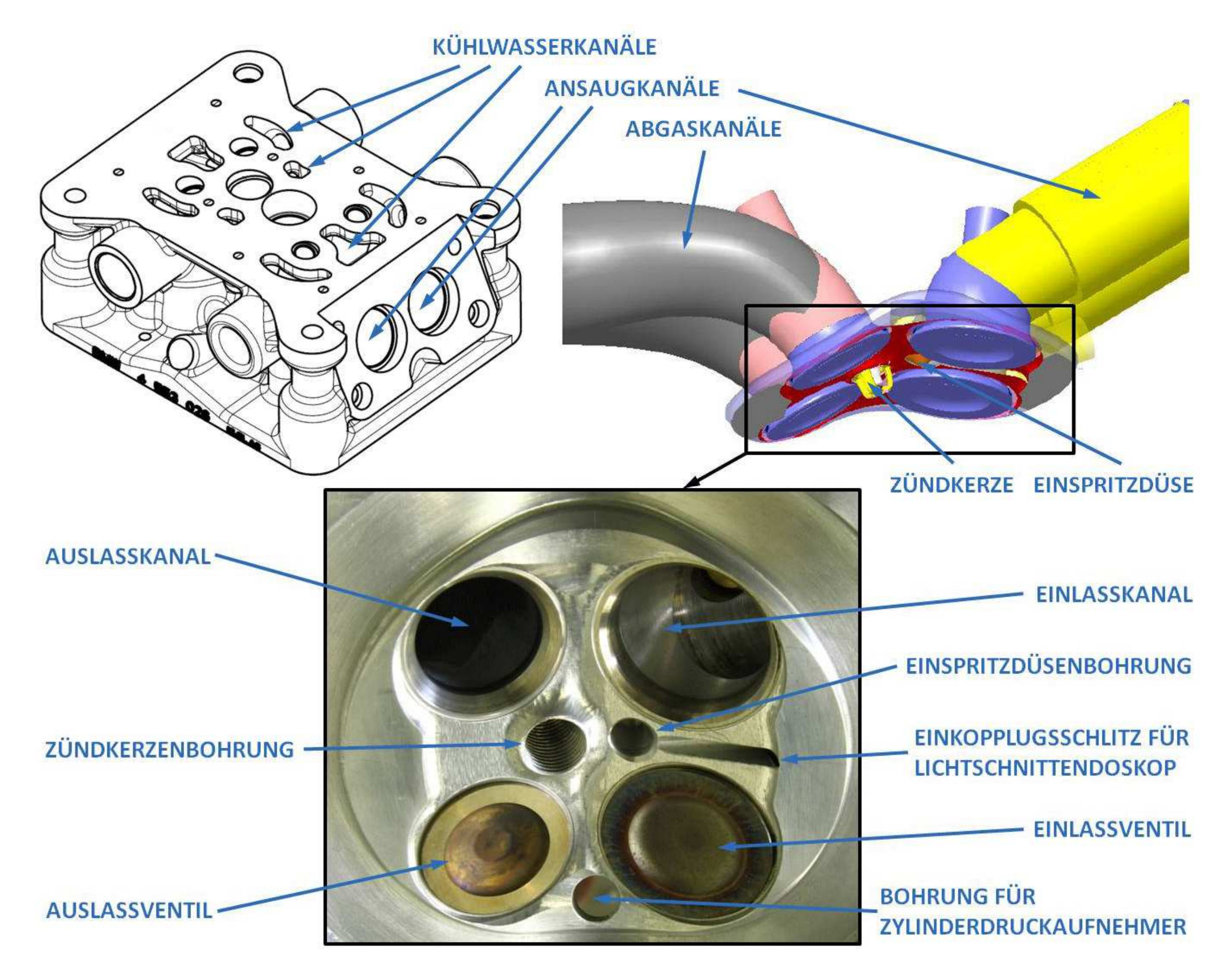


Abbildung 5.5: Verlauf der Ansaug- und Abgaskanäle im Zylinderkopfs und Ansicht des Brennraumdachs [36, 70]

Die Kontur des Brennraumdachs wie auch der Aufbau der Kühlwasser- und Gaskanäle wurde mit geringen Veränderungen (optische Zugänge, Piezo-Druckaufnehmer) von einem Serienmotor der Marke BMW übernommen, um die Versuchsbedingungen den Verhältnissen eines realen Motors aktueller Bauart möglichst gut anzupassen. Um einen möglichst vollständigen optischen Zugang zum Brennraum zu erzielen, wurde die Form des Glasrings (s. Abschnitt 5.1.4) der Form des Brennraums mit Hilfe einer wellenförmigen Kontur angepasst. Zur Schaffung einer Dichtfläche für den Zylinderring ist das Brennraumdach mit einer Nut umgeben, auf deren Grund die im Zylinderring befestigten O-Ringe abdichten. Außerdem wird durch diese Bauform die Beobachtung des Brennraums bis zum Brennraumdach ermöglicht, da die auf den Quarzglasring aufgebrachten metallischen Dichtungsträger in die Nut im Zylinderkopf eintauchen. Die mechanische Anbindung des Zylinderkopfes an den Rumpfmotor erfolgt über vier Befestigungsbolzen, die gleichzeitig als Führung für die hydraulische Andrückplatte (s. Abbildung 5.3 und Abschnitt 5.1.3) des Kolbenrings dienen.

Die Befestigung des Nockenwellengehäuses am Zylinderkopf wird durch vier Zylinderkopfschrauben sowie acht M6-Schrauben gewährleistet, wobei die Zylinderkopfschrauben an den vier äußersten Ecken des Zylinderkopfes angeordnet sind und direkt mit den Befestigungsbolzen für den gesamten Zylinderkopf (s.o.) verschraubt werden. Zur Abdichtung der nach oben teilweise geöffneten Kühlkanäle wird während der Montage eine Silikonschicht (omniVISC®) zwischen Zylinderkopf und Nockenwellengehäuse eingebracht.

Das Nockenwellengehäuse dient zur Lagerung der Nockenwellen und der übrigen Komponenten der Ventiltriebmechanik. Das Gehäuse ist aus Aluminium gefräst und auf Höhe der Nockenwellenachsen geteilt. Da die Nockenwellen gleitgelagert sind, müssen alle Lagerstellen mit Öl versorgt werden. Die hierzu nötigen Versorgungskanäle sind im unteren Teil des Gehäuses untergebracht und werden über einen zentralen Anschluss mit Öl von der Konditionieranlage versorgt. Die Ventiltriebmechanik wird über Spritzbohrungen geschmiert die, wie auch die Schwinghebelauflager (hydraulischer Ventilspielausgleich), über das Druckölsystem versorgt werden. Der Abfluss des Öls von den Lagerstellen erfolgt zunächst in das Nockenwellengehäuse, wo es gesammelt und anschließend an den vier Ecken des Gehäuses abgeführt wird. Die vier Abflüsse werden unterhalb des Motors zusammengeführt und das Öl über ein Drosselventil, zusammen mit dem Öl aus dem Massenausgleichsgehäuse, abgesaugt. Die Drosselung wurde nachgerüstet, um den von der Kurbelgehäuseabsaugung (s. Abschnitt 5.1.1) erzeugten Unterdruck im Zylinderkopf zu minimieren, da vermutet werden kann, dass der zuvor herrschende hohe Unterdruck zu einer Unterversorgung der Ventilschäfte mit Schmieröl durch Absaugung des Öls in das Nockenwellengehäuse geführt hat, wodurch es mehrfach zum Fressen an den Ventilschäften und anschließendes Klemmen der Ventile kam. Sollte der Abfluss über die vier Abflussbohrungen gestört werden und es so zu einem Ölstau im Nockenwellengehäuse kommen, befindet sich im oberen Gehäuseteil eine Überlaufbohrung zur Abfuhr des Öls. Diese ist über einen Druckausgleichsbehälter mit dem Kurbelgehäuse verbunden, über den das Öl wieder in den Kreislauf zurückgeführt wird, ohne den Kurbelgehäuseunterdruck auf das Nockenwellengehäuse zu übertragen.

Der Ventiltrieb des optischen Motors basiert auf dem in Serie gebauten Valvetronic®-System (zweite Generation) des Herstellers BMW und ist in seinem prinzipiellen Aufbau am optischen Motor in Abbildung 5.6 dargestellt. Hierdurch ist einlassseitig eine stufenlose Verstellung des Ventilhubs zwischen 0,0 und 9,7 mm möglich. Die Einlassventile besitzen einen Durchmesser von 32 mm und werden über einen Rollenschlepphebel betätigt, wobei der Ausgleich des Ventilspiels hydraulisch über das Schlepphebelauflager (Funktionsprinzip s. z.B. [3]) erfolgt. Der Schlepphebel wird durch das Ablaufen der Rolle des Schlepphebels auf der sog. Arbeitskurve des Zwischenhebels betätigt, der zum einen von der Nockenwelle angetrieben, zum anderen aber auch durch die Stellung der Exzenterwelle beeinflusst wird. Er

dreht sich während des Ventilhubes um die Mitte der sowohl mit der Kulisse als auch mit der Exzenterwelle in Kontakt stehenden Rolle und wird von der Rückstellfeder stets an sämtliche Laufflächen angedrückt. Durch Verdrehen der Exzenterwelle wird die Lage bzw. der genutzte Teil der Arbeitskurve verändert, so dass sich unterschiedliche Hubverläufe und Maximalhübe realisieren lassen (Ventilhubdiagramm s. Anhang B). Die Exzenterwelle wird durch einen Stellmotor, der auf ein Schneckengetriebe wirkt, verdreht. Die Position der Exzenterwelle wird permanent von einem Winkelaufnehmer erfasst, an das Steuergerät weitergegeben und somit überwacht. Die Parametrierung des Steuergeräts und somit die Einstellung des gewünschten Ventilhubs erfolgt über den „INCA-Rechner" (s. Kapitel 5.2.1).

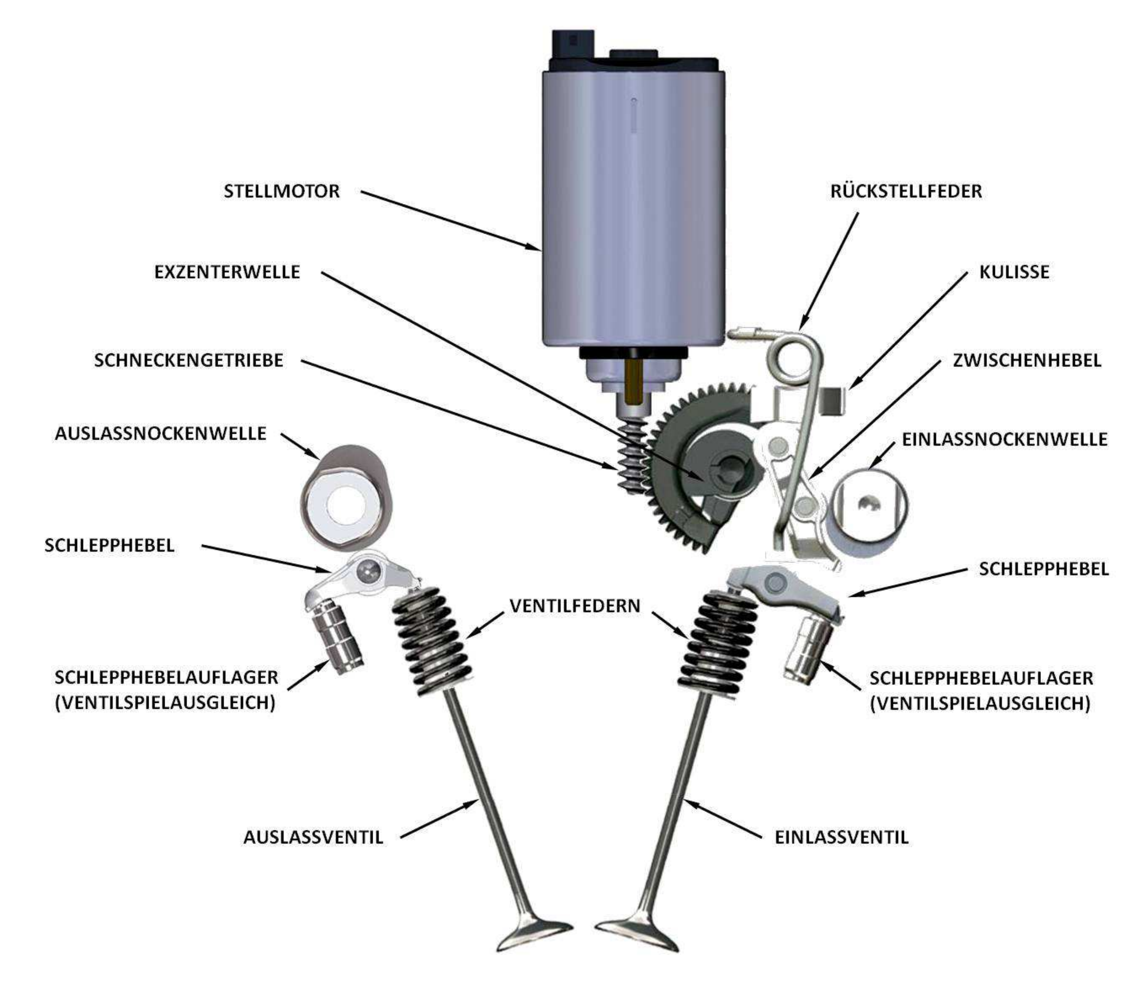


Abbildung 5.6: Hauptkomponenten und Aufbau des Ventiltriebs am optischen Motor

Der Ventiltrieb der Auslassseite ist wesentlich einfacher gestaltet und ermöglicht keine Einstellung des Ventilhubs. Die Ventile werden wie auf der Einlassseite durch einen Rollenschlepphebel mit hydraulischem Ventilspielausgleich betätigt. Der Antrieb erfolgt direkt durch die Auslassnockenwelle. Die Auslassventile haben einen Durchmesser von 28 mm und der Ventilhub betrug bei allen in dieser Arbeit vorgestellten Versuchen 3,5 mm. Ein größerer Ventilhub von 5,0 mm kann bei Bedarf durch Verwendung einer ebenfalls vorhandenen Nockenwelle (Auslieferungszustand) realisiert werden.

Das Verstellen der Ventilsteuerzeiten (Einlass- und Auslassspreizung, s. Anhang B) kann nur bei stehendem Motor vorgenommen werden, da keine hydraulischen Nockenwellensteller am Motor installiert sind. Deren Verwendung ist zwar prinzipiell durch bereits vorhandene Positionsgeber und Geberscheiben an den Enden der Nockenwellen vorbereitet, wurde jedoch bisher nicht umgesetzt. Zur Anpassung der Steuerzeiten müssen daher die Zahnriemenscheiben an den Nockenwellen gelöst, und die Nockenwellen bei fixierter Kurbelwelle auf die gewünschten Steuerzeiten eingestellt werden. Hierzu sind auf den Zahnriemenscheiben winkelskalierte Scheiben angebracht, deren Nullpunkt (auf den Skalen als OT eingezeichnet) das Maximum des Ventilhubs, d.h. den höchsten Punkt der Nocke, markiert. Bei der Einstellung muss in jedem Fall darauf geachtet werden, dass die Ventile, auch bei Variation des Ventilhubs, unter keinen Umständen mit dem Kolben kollidieren können. Details zur Einstellung der Steuerzeiten finden sich im Anhang B.

5.1.3 Kolben und Laufbuchse

Der in Abbildung 5.7 abgebildete Kolben des optischen Motors ist aus einem Stück Titan gefertigt und im Vergleich zu einem Serien-Kolben stark verlängert. Der untere Teil des Kolbens ist klassisch aufgebaut und dient zur Führung des Kolbens im unteren Bereich sowie zur Anbindung des Pleuels. Er verfügt über zwei Kolbenringe (Kompressionsring und Ölabstreifring) und läuft in einer Laufbuchse, die direkt auf das Kurbelgehäuse aufgesetzt ist. Öl, das nicht vom Abstreifring entfernt werden kann, wird durch den Unterdruck im Kurbelgehäuse zurückgehalten (s. Abschnitt 5.1.1), so dass eine Verschmutzung des optischen Kolbenteils verhindert wird.

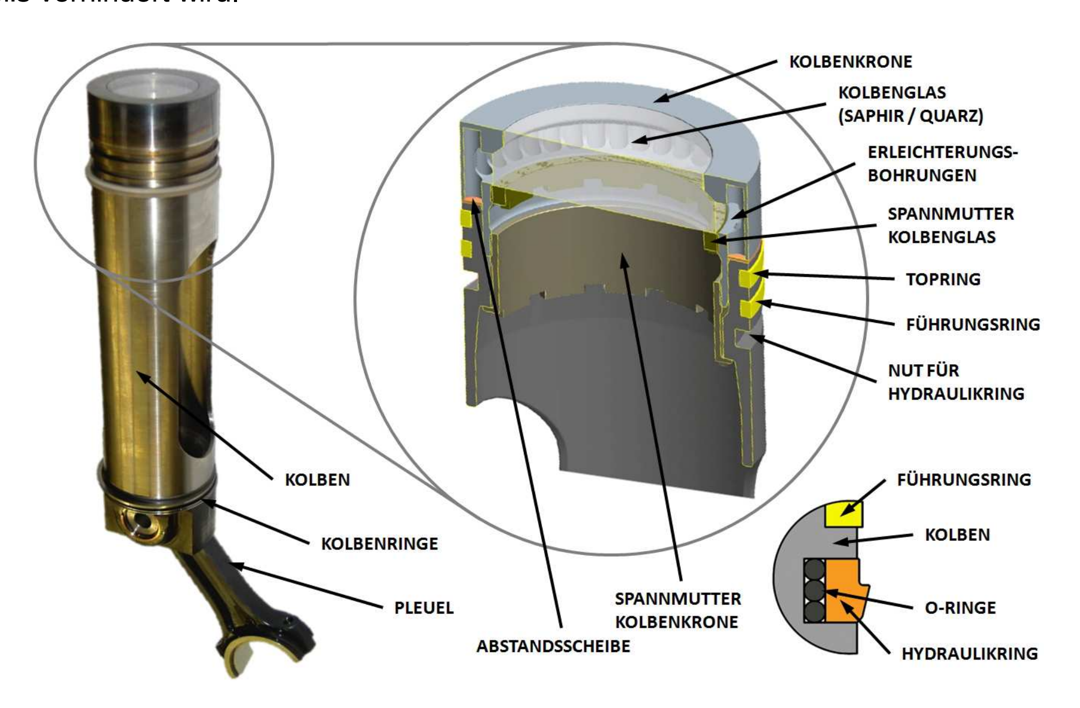


Abbildung 5.7: Aufbau des verlängerten Kolbens mit Optikaufbau

Auf den unteren Kolbenteil folgt ein langer, seitlich geschlitzter Bereich, in den der Spiegelhalter eingeschoben und so die Vorgänge im Brennraum während des Motorbetriebs durch das Kolbenglas beobachtet werden können. Der obere Teil des Kolbens wird von der in Abbildung 5.7 dargestellten Kolbenkrone gebildet. Diese trägt das Kolbenglas aus Saphir mit einer Dicke von 20 mm. Das Kolbenglas wird mit einem kegelförmigen Absatz von unten mit Hilfe einer Spannmutter in der Kolbenkrone verspannt. Die Abdichtung gegenüber dem Brennraum erfolgt allein durch den Kontakt der kegelförmigen Flächen von Kolbenglas und Kolbenkrone ohne eine zusätzliche Dichtung. Das Kolbenglas kann alternativ auch aus Quarz ausgeführt werden, wenn dessen zum Teil bessere Transmissionseigenschaften genutzt werden sollen. Allerdings muss hierbei die geringere Dichte von Quarz und die somit verringerte Masse des Kolbenglases berücksichtigt werden. Die Kolbenkrone muss in diesem Fall durch eine Variante mit verringerten Gewichtsreduktionsbohrungen (s.u.) ersetzt werden, um den Massenausgleich des Motors nicht zu stören. Um die Gefahr der Zerstörung des Kolbenglases durch im Betrieb auftretende thermische Materialspannungen zu minimieren, ist die Kolbenkrone aus Invar® (Legierung aus 35% Ni und 65% Fe) mit einem Längenausdehnungskoeffizienten von $\alpha \approx 1{,}5–3{,}5 \times 10^{-6}\ K^{-1}$ [71] hergestellt, wodurch der technisch geringstmögliche Abstand zu den Wärmeausdehnungskoeffizienten von Saphir ($\alpha \approx 5{,}4–6{,}2 \times 10^{-6}\ K^{-1}$ [72]) und Quarz ($\alpha \approx 0{,}3–0{,}6 \times 10^{-6}\ K^{-1}$ [73]) erzielt wird (zum Vergleich: z.B. Stahl besitzt einen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $\alpha \approx 12 \times 10^{-6}\ K^{-1}$ [74]). Das Kolbenglas kann bei Bedarf (z.B. kritische oder unbekannte Betriebsbedingungen) durch einen Stahl-„Dummy“ ersetzt werden. Um das Gewicht der Kolbenkrone zu verringern, sind am Umfang 39 Bohrungen eingebracht, durch die Material eingespart wird. Die Befestigung der Kolbenkrone am Kolben erfolgt mit einer Spannmutter, die in die Kolbenkrone eingeschraubt wird und sich an einem Absatz im Kolben abstützt. Um den exakten Abstand zwischen Kolbenoberkante und Brennraumdach einzustellen, sowie um das Kompressionsverhältnis zu beeinflussen, können Abstandsscheiben unterschiedlicher Dicke zwischen Kolbenkrone und Kolben eingesetzt werden.

Die Führung und Abdichtung des Kolbens im oberen („optischen“) Bereich geschieht mit Hilfe des Top- und des Führungsrings sowie des sog. Hydraulikrings. Bei Top- und Führungsring handelt es sich um schräg geschlitzte Ringe mit rechteckigem Querschnitt, hergestellt aus kunststoffgebundenem Graphit. Der Topring dient hierbei zur Erhöhung des Schleppdrucks und der Führungsring zur Führung des Kolbens in der Laufbuchse [69]. Beide Ringe können bei stehendem Motor und abgesenktem Zylinderring leicht gewechselt werden. Der nachfolgende Hydraulikring sorgt für die eigentliche Abdichtung des Brennraums. Er besteht aus Teflon® mit einem hohen Bronzeanteil, das normalerweise hauptsächlich im Bereich der Abdichtung von Hydraulikkolben angewendet wird. Um einen konstanten Anpressdruck die-

ses Rings im Betrieb zu gewährleisten (Kompensation der schlechten Federeigenschaften des Bronze-Teflon-Materials), wird er mit drei O-Ringen hinterlegt (s. Abbildung 5.7).

Die Laufbuchse des optischen Teils ist von der Laufbuchse des unteren Teils vollständig durch das Spiegelgehäuse getrennt und mit der Andrückplatte für den Zylinderring verschraubt, so dass sie mit dieser zusammen verfahren wird. Sie besitzt einen Innendurchmesser von 84 mm, woraus sich mit dem Hub von 90 mm ein Hubvolumen von 499 cm^3 ergibt. Die Kühlung der Laufbuchse erfolgt durch den in den Hydraulikzylinder zum Anheben/Absenken der Andrückplatte integrierten Kühlwassermantel, in den die Laufbuchse direkt „nass“ eingesetzt ist. Bei Beschädigungen der Laufflächen, z.B. durch einen Bruch des Kolbenglases oder des Glasrings, kann die Laufbuchse verhältnismäßig leicht ausgetauscht werden.

5.1.4 Optische Zugänge

Der Brennraum des optischen Motors ist über den Zylinderring und das Kolbenglas für optische Messungen zugänglich. Des Weiteren besteht die Möglichkeit zur Einkopplung eines Lichtschnittes über einen endoskopischen Zugang zwischen den Einlassventilen. Die Strömung in Teilen des Saugrohrs kann durch ein transparentes Saugrohr z.B. mittels PIV vermessen werden. Die wichtigsten Komponenten der optischen Zugänge sind in Abbildung 5.8 dargestellt.

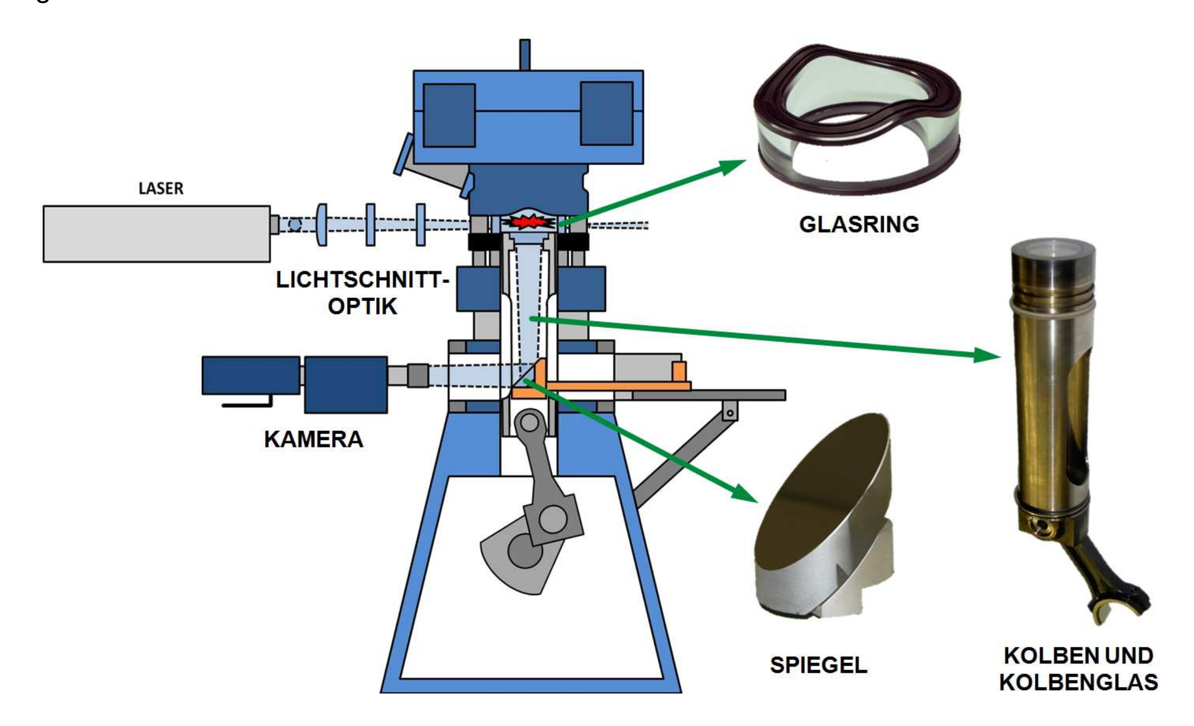


Abbildung 5.8: Aufbau des optischen Motors mit den wichtigsten optischen Bauteilen

Über den Zylinderring ist am gesamten Umfang der optische Zugang zum Brennraum möglich. Für den Zylinderring existieren verschiedene Ausführungen (s. Abbildung 5.9), die je

nach angewendeter Messtechnik einen mehr oder weniger großen optischen Zugang zum Brennraum gewähren. Alle Zylinderringe weisen die gleiche Wellenkontur und Höhe auf, welche an die Kontur des Brennraumdachs angepasst ist (s. Abschnitt 5.1.2), um möglichst alle Bereiche des Brennraums optisch erfassen zu können. Die Ringe werden mit Hilfe der Hydraulikplatte an den Zylinderkopf angedrückt bzw. abgesenkt, wodurch der Ein- und Ausbau der Ringe zwecks Reinigung sehr komfortabel und zeitsparend möglich ist. Auch kann hierdurch leicht die Oberseite des Kolbenglases gereinigt, der Brennraum inspiziert und der Zustand der Kolbenringe geprüft werden. Die Abdichtung der Zylinderringe erfolgt auf der Oberseite des Rings durch zwei O-Ringe und durch einen O-Ring auf der Unterseite. Die O-Ringe werden hierbei in Nuten eingelegt und mit Silikon fixiert, um eine einfache Handhabung bei der Montage zu gewährleisten.

In Abbildung 5.9 sind die verschiedenen bisher ausgeführten Zylinderringe abgebildet. Der Glasring stellt hierbei die Variante mit maximaler optischer Zugänglichkeit dar. Er gewährt einen Zugang mit einer Höhe von 25 mm an den Seitenflächen und mit 36 mm am höchsten Punkt der Wellenkontur. Der Ring ist aus Quarzglas mit einer Wandstärke von 18 mm hergestellt und an der Ober- sowie an der Unterseite mit Auflagen aus Stahl versehen. Die Auflagen sind mit Silikon (OmniVISC®) am Ring befestigt und dienen zum einen dem Schutz des Glasrings sowie als Dichtflächen (Unterseite) und zum anderen als Aufnahme für die O-Ringe (Oberseite). Durch den Glasring können Lichtschnitte in den Brennraum eingekoppelt und Signal detektiert werden. Nachteilig ist die relativ hohe Empfindlichkeit des Glasrings gegenüber hohen Druckanstiegsraten (insbesondere Klopfen), die leicht zum Bruch des Rings und unter Umständen zu resultierenden Schäden am Motor durch in den Brennraum geratende Glasbruchstücke führen kann. Daher sollte der Glasring erst eingesetzt werden, wenn das Betriebsverhalten des Motors mit den gewählten Einstellungen (Steuerzeiten, Einspritzmenge, Zündzeitpunkt etc.) zuvor getestet wurde.

Hierzu dient der Stahldummy, der aufgrund seiner Kontur (dünne Brennraumwand) ein ähnliches thermisches Verhalten wie der Glasring aufweist, aber wesentlich unempfindlicher gegenüber Verbrennungsinstabilitäten ist und daher immer dann eingesetzt werden sollte, wenn das Verhalten des Motors bzw. der Verbrennung aufgrund geänderter Randbedingungen nicht gut eingeschätzt werden kann. Durch diese Vorversuche kann das Verhalten beim Betrieb mit Glasring abgeschätzt werden, auch wenn in den meisten Fällen trotzdem noch mehr oder weniger starke Anpassungen vorgenommen werden müssen.



Abbildung 5.9: Verschiedene Ausführungen des Zylinderrings

Zur Erprobung endoskopischer Messtechniken dient ein Endoskopring, in dem die in [23] beschriebenen Endoskope rechtwinkelig zueinander montiert werden können. Der Ring wird anstelle des Glasrings oder des Stahldummys eingesetzt und ermöglicht so den Einsatz der Endoskope unter Bedingungen, die auch mit anderen optischen Messtechniken bzw. großflächigeren Zugängen untersucht werden können, so dass vergleichbare Ergebnisse für die Charakterisierung der Endoskope zur Verfügung stehen. Des Weiteren kann der Endoskopring auch bei optischen Versuchen in Betriebszuständen verwendet werden, die für die volloptischen Zugänge (Glasring und Kolbenglas) eine Gefahr darstellen, wie z.B. HCCI-Brennverfahren (s. Abschnitt 6.1.1 und 6.2.3), da die Endoskope wesentlich unempfindlicher gegenüber hohen Druckanstiegsraten sind. In diesem Zusammenhang besteht auch die Möglichkeit, das Lichtschnittendoskop in eine hierfür vorgesehene Bohrung zwischen den Einlassventilen zu montieren, wobei sich der Vorteil ergibt, dass der Lichtschnitt nicht unmittelbar auf die Brennraumdachoberfläche trifft, wodurch sich störende Reflektionen vermeiden lassen. Den grundsätzlichen Aufbau dieser Konfiguration zeigt Abbildung 5.10. Messungen in dieser Konfiguration wurden z.B. mit den in Kapitel 6.3 behandelten Sprayuntersuchungen durchgeführt.

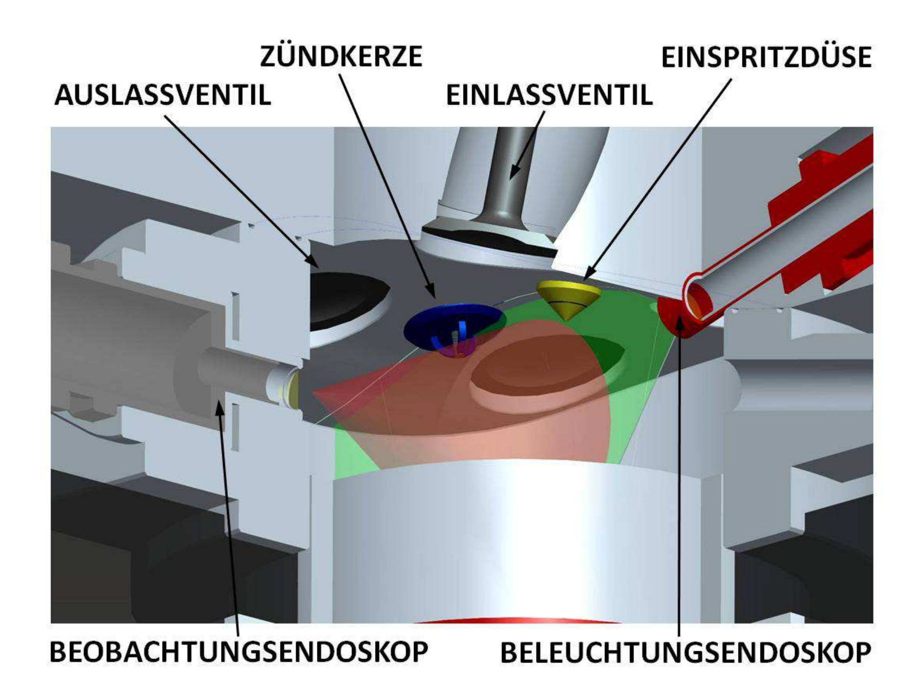


Abbildung 5.10: Endoskopische Messungen mit Endoskopring und im Zylinderkopf montiertem Lichtschnittendoskop (Zeichnung erstellt von A. Windel)

Zur Durchführung von Absorptionsmessungen im Brennraum mit Hilfe der *Tunable Diode Laser Absorption Spectroscopy* (TDLAS), mit dem Ziel der Bestimmung des Restgasgehalts durch Messung der Wasserkonzentration (s. Abschnitt 6.4.4), kann der „TDLAS-Ring“ verwendet werden. Dieser verfügt über zwei gegenüberliegende Fenster mit einem optisch nutzbaren Durchmesser von 14 mm. Die Austritts- sowie die Eintrittsflächen dieser Fenster sind zur Vermeidung unerwünschter Interferenzeffekte (Ausbildung eines optischen Resonators) leicht abgeschrägt (0,6 bzw. 2,0°). Die Fenster lassen sich leicht austauschen, um defekte Fenster zu ersetzen oder andere Fenstermaterialien (bisher verwendete Fenster bestehen aus Quarz und Saphir) sowie Fenstergeometrien zu erproben. Die Befestigung und Ausrichtung der zur Ein- bzw. Auskopplung verwendeten Lichtleitfasern erfolgt über winkeljustierbare Halter vor den Fenstern. Der Freiraum zwischen den Fenstern und dem Faseraustritt kann, zur Vermeidung einer durch Absorption von Luftfeuchtigkeit hervorgerufenen Messungenauigkeit, vor bzw. hinter der eigentlichen Messstrecke mit Stickstoff (oder ggf. anderen Gasen) gespült werden [75].

Ein weiterer großflächiger optischer Zugang ist durch den bereits in Abschnitt 5.1.3 beschriebenen verlängerten Kolben möglich. Durch das Kolbenglas ist ein Bereich des Brennraums mit einem Durchmesser von 57,5mm für optische Untersuchungen zugänglich. Dieser Zugang kann sowohl zur Anregung, als auch zur Detektion verwendet werden, wobei stets zu beachten ist, dass Saphir im relevanten Wellenlängenbereich eine geringere Transmission als Quarz aufweist [72, 73] und die Leistungsdichte von UV-Lasern niedriger als bei Quarz gewählt werden muss, da es sonst durch Bildung von Farbzentren zu einer starken

Verringerung der Transmissivität kommt. Auch bei diesem Zugang kann das Saphirfenster durch einen Stahldummy mit ähnlichen thermischen Eigenschaften ersetzt werden, um kritische Betriebszustände ohne die Gefahr eines Glasbruchs vorab testen zu können.

Die Einkopplung von Lichtschnitten bzw. die Auskopplung von Signalen durch das Kolbenfenster kann nur mit Hilfe eines Umlenkspiegels erfolgen, da das Platzangebot im hohlen Kolben begrenzt ist. Zu diesem Zweck werden 45°-Umlenkspiegel verwendet, die auf dem in Abbildung 5.11 dargestellten Spiegelhalter durch eine mit dem Spiegel verklebte Trägerplatte befestigt werden können. Zur Signaldetektion kommen in der Regel für den UV-Bereich optimierte Aluminiumspiegel (Edmund-Optics, Typ Y43-579) zur Anwendung, die einen großen Wellenlängenbereich (250 bis 700 nm) mit einer Reflektivität von mehr als 85% [76] abdecken . Werden spezielle Anforderungen gestellt, weil nur wenig Signal zur Verfügung steht oder eine möglichst große Laserenergie eingekoppelt werden soll, so können auch spezielle, für einzelne Wellenlängen optimierte Spiegel verwendet werden.

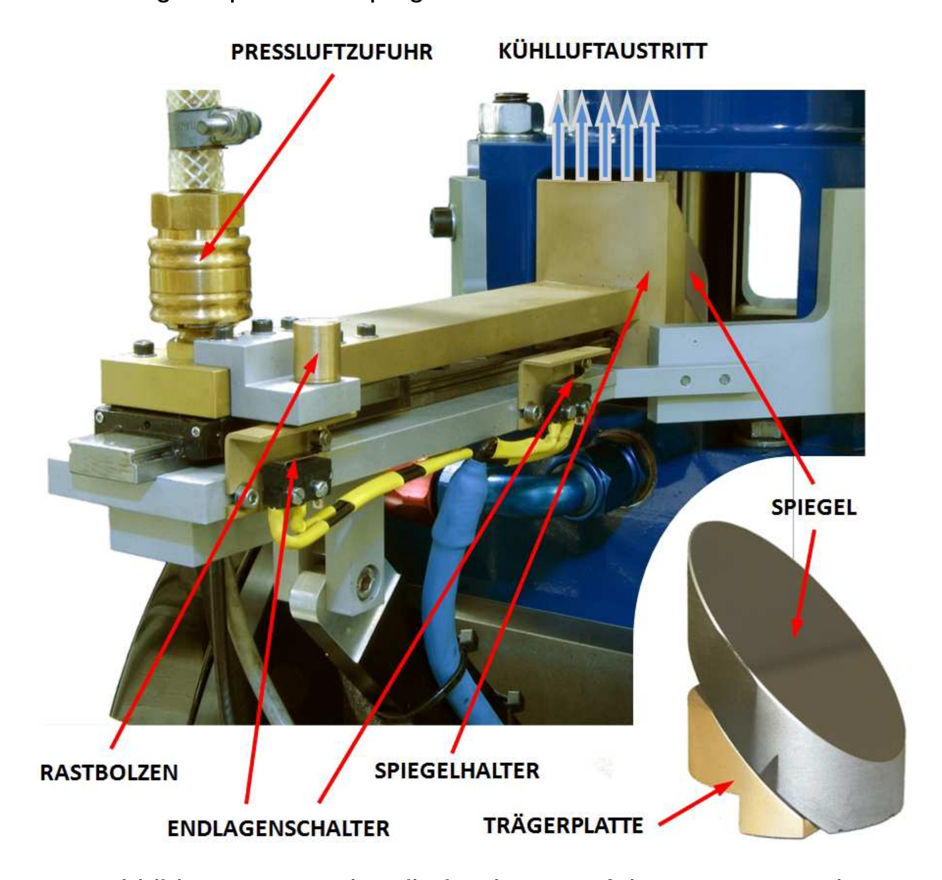


Abbildung 5.11: Spiegelhalter in ausgefahrenem Zustand

Um die Reinigung sowie das Auswechseln der Spiegel zu erleichtern, ist der Spiegelhalter auf einer Kugelumlaufführung verfahrbar montiert und mit Endanschlägen versehen, um eine reproduzierbare Positionierung des Spiegels zu ermöglichen. Da auf Positionen zwischen den Endlagen die Gefahr besteht, den Spiegelhalter durch versehentliches Absenken der hydraulischen Andrückplatte zu zerstören, werden an den beiden Endlagen über den Rast-

bolzen Endlagenschalter betätigt, die die Hydraulikanlage nur in diesen Positionen freischalten. Neben der Aufgabe, den Spiegel sicher und präzise unter dem Kolbenglas zu positionieren, hat der Spiegelhalter außerdem die Aufgabe, den Kolben durch Anblasen mit Pressluft während des gefeuerten Betriebs zu kühlen, um so thermische Schäden an Topring, Führungsring und Hydraulikring zu verhindern. Die Pressluft strömt zu diesem Zweck aus fünf Bohrungen an der Oberkante des Spiegelhalters aus und prallt auf die Unterseite des Kolbens, wodurch dieser gekühlt wird. Um sicherzustellen, dass während der Verbrennung die Kühlung aktiv ist, sind der Endlagenschalter für die eingefahrene Position des Spiegelhalters, das Magnetventil für die Pressluftzufuhr sowie ein Unterbrechungsrelais für das Einspritzt- und das Zündsignal so verschaltet, dass Einspritzung und Zündung nur bei eingefahrenem Spiegelhalter und angeschalteter Pressluftzufuhr möglich sind. Details zur Verschaltung finden sich in Kapitel 5.4.

Um auch im Ansaugsystem optische Messungen durchführen zu können, ist eines der beiden Saugrohre aus Plexiglas gefertigt (s. Abbildung 5.12). Hierdurch ist die Messung des Strömungsfeldes im Saugrohr z.B. mittels PIV (s. Abschnitt 6.4.3) möglich.

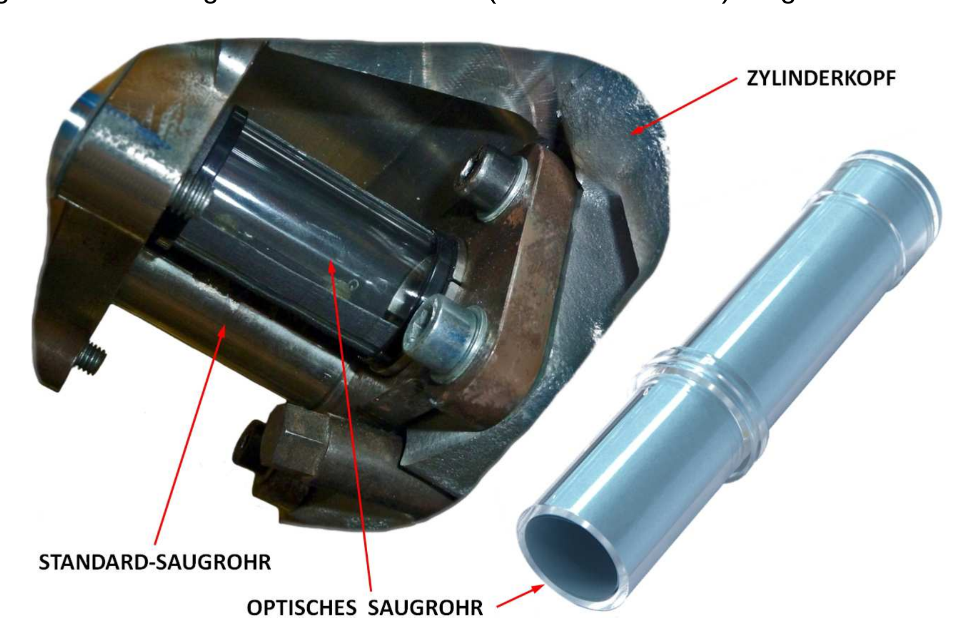


Abbildung 5.12: Optisch zugängliches Saugrohr

Die Einkopplung des hierzu erforderlichen Lichtschnitts erfolgt zweckmäßigerweise mittels des auch für die endoskopischen Messungen verwendeten Strahlführungsarms und der Lichtschnittoptik (Details s. Abschnitt 6.2.2) von der Unterseite des Saugrohrs aus, da nur von dieser Seite ausreichend Platz zur Verfügung steht. Die Auskopplung erfolgt dann Rechtwinklig zur Anregungsrichtung. Da sowohl auf der Innen- als auch auf der Außenseite des Plexiglasrohres Reflexe auftreten, die sich störend auf die Messung auswirken, sind alle Bereiche des Rohres, die nicht zur Anregung bzw. Detektion durchstrahlt werden, mit einer

Blende abgedeckt. In einer zukünftigen Version des Ansaugrohres sollten diese Bereiche der Innenseite zusätzlich mattiert und das Saugrohr von außen geschwärzt werden. Um auch Messungen mittels LIF zu ermöglichen, ist anstelle des Plexiglasrohres der Einsatz eines Quarzglasrohres, dessen Enden mittels Silikon mit Metall-Anschlussstücken versehen sind, möglich.

5.2 Indiziersystem und Datenerfassung

Zum kontrollierten Betrieb des optischen Motors ist die Erfassung einer Vielzahl von Messwerten und die Regelung zahlreicher Komponenten erforderlich. Des Weiteren müssen zum Betrieb der optischen Messtechnik Triggersignale zu genau definierten Zeitpunkten im Druckverlauf an das Kamerasystem gesendet werden. Zur Weiterverarbeitung und Einordnung der Ergebnisse müssen zusätzlich Messwerte der Umgebungsbedingungen und der Zustandsgrößen der Betriebsmedien erfasst und gesichert werden. Die hierzu erforderlichen Systeme sollen in den folgenden Abschnitten näher beschrieben werden.

5.2.1 Steuerung des Prüfstands

Die Steuerung des Prüfstands sowie die Erfassung und Sicherung der Messdaten erfolgt über vier verschiedene Computer. Die Aufteilung auf mehrere Rechner erfolgt im Wesentlichen aus Gründen der Betriebssicherheit. Daher sind auch alle Computer, die Funktionen steuern, bei deren Fehlfunktion Gefahren für den Prüfstand oder die Bediener entstehen können, nicht mit dem Internet verbunden, um eventuelle Vireninfektionen auszuschließen oder hieraus resultierende evtl. erforderliche kosten- und zeitintensive Neuinstallationen der Rechner zu vermeiden. Abbildung 5.13 zeigt einen vereinfachten Signallaufplan der wesentlichen Prüfstandskomponenten sowie der Steuerrechner.

Zur Steuerung des Kompaktprüfstands dient der sog. „PUMA-Rechner“. Mit Hilfe der Software „PUMA-Dauerlauf“ des Prüfstandsherstellers AVL steuert und überwacht dieser Computer die grundlegenden Funktionen des Prüfstands. Ohne diese Steuerung ist der Betrieb des Motors nicht möglich. Überwachte und geregelte Größen sind hierbei Drehzahl und Drehmoment des Motors, Temperatur und Druck von Öl und Kühlwasser sowie der Unterdruck im Kurbelgehäuse. Da eine fehlende Ölversorgung oder Kühlung, zu hohe oder zu niedrige Drehzahlen oder eine mangelhafte Absaugung des Öls aus dem Kurbelgehäuse zu schwerwiegenden Schäden am Motor führen können, sind für diese Messgrößen im Steuerprogramm Grenzwerte hinterlegt, bei deren Unter- oder Überschreitung eine Warnung erfolgt und das Anfahren des Motors nicht möglich ist, bzw. bei laufendem Betrieb eine Schnellabschaltung durchgeführt wird. Weitere Messgrößen dienen zur Information des Bedieners bzw. zu Protokollzwecken. Hierzu gehören der gemittelte Ansaugdruck sowie die Ansaug-

temperatur und der Luftdruck, die Luftfeuchtigkeit sowie die Lufttemperatur in der Motorenkabine.

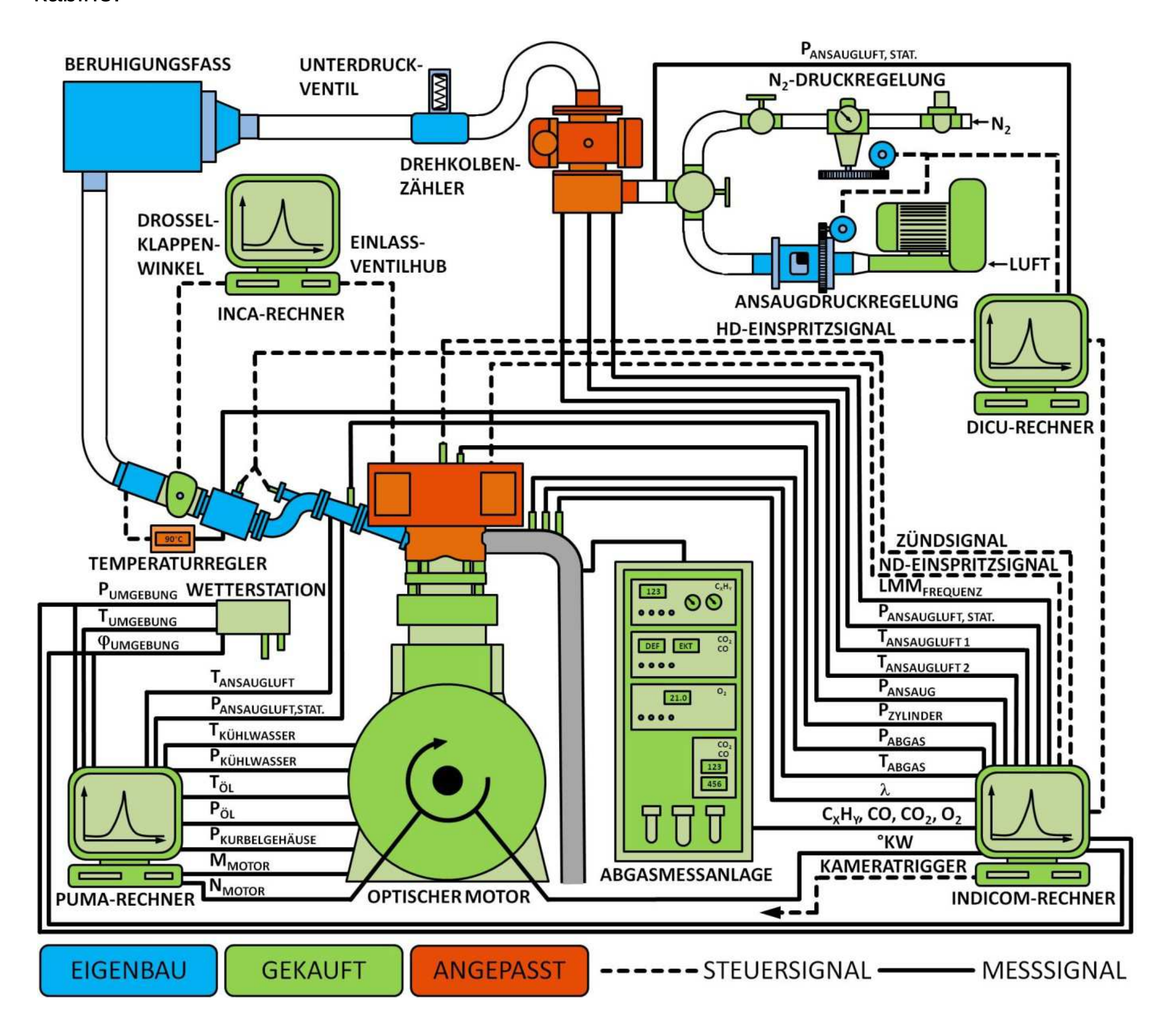


Abbildung 5.13: Vereinfachter Signallaufplan der Prüfstandsrechner

Da am optischen Motor einige Komponenten aus Serienmotoren (z.B. Einlassventilhubverstellung, Drosselklappe) verbaut sind, deren Ansteuerung über ein externes, parametrierbares Steuergerät erfolgen muss, ist auf einem Laptop (INCA-Rechner) die Software „INCA“ des Herstellers ETAS installiert. Mit dieser Software können im laufenden Betrieb die Sollwerte für den Einlassventilhub sowie die Drosselklappenstellung an das parametrierbare Steuergerät weitergegeben und die Ist-Werte der zugehörigen Sensoren ausgelesen werden. Die eigentliche Regelung erfolgt in den für die verschiedenen Komponenten vorgesehenen Steuergeräten anhand herstellerspezifischer Regelalgorithmen. Sollte es im Betrieb zu einem Ausfall des Rechners kommen, werden die letzten übermittelten Werte vom Steuergerät beibehalten, bis wieder eine Verbindung zum INCA-Rechner besteht. Sollte bei zukünftigen Veränderungen des Motors der Einsatz weiterer Serienbauteile erfor-

derlich sein (z.B. Nockenwellenversteller oder AGR-Ventil), so kann deren Parametrierung ebenfalls mittels INCA erfolgen. Das Auslesen vorinstallierter Sensoren für Drehzahl und Nockenwellenposition ist bereits im aktuellen Zustand möglich. Neben der o.g. Aufgabe dient der INCA-Rechner außerdem zum Führen der Messprotokolle und zur Anzeige diverser Betriebshandbücher etc.

Die für die Direkteinspritzung verwendete Piezo-Einspritzdüse erfordert zum Betrieb eine spezielle Endstufe (*Direct Injection Control Unit* – DICU, s. Abschnitt 5.4.1), deren Parametrierung durch eine auf dem „DICU-Rechner“ installierte Software erfolgen muss. Neben dieser Aufgabe dient der Rechner außerdem zur Regelung des Ansaugdrucks mit Hilfe des Ansaugdruckregelventils für Luft (s. Abschnitt 5.5.1) bzw. des Stickstoffdruckreglers (s. Abschnitt 5.5.2). Die vom Ansaugdruckregler gelieferten Signale werden mit Hilfe einer Messkarte (Meilhaus Labjack U6) aufgenommen, in einer Labview®-Steuerung weiterverarbeitet und die erforderlichen Regelsignale mittels derselben Messkarte an die Steuergeräte ausgegeben.

Die umfangreichsten Aufgaben kommen dem vierten Rechner zu, der mit Hilfe der Software IndiCom (AVL) zur Erfassung aller für die spätere Auswertung der Messungen erforderlichen Messgrößen dient. Außerdem erfolgt durch diesen Rechner die Ausgabe von Steuersignalen zu bestimmten Zeitpunkten des Zyklus. Die IndiCom-Software erfasst mit Hilfe von zwei Messkarten sowohl sich verhältnismäßig langsam als auch schnell ändernde Messsignale (s. Abschnitt 5.2.2) und verarbeitet diese in Echtzeit weiter. Als Zeitbasis dient hierbei für die schnellen Signale das vom Kurbelwinkelgeber gelieferte Kurbelwinkelsignal mit einer Auflösung von 0,1°KW. Die langsamen Signale werden zeitbasiert (interne Uhr) erfasst. Zu den schnellen Signalen gehören z.B. der Zylinderdruck, Ansaug- und Abgasdruck sowie das Zündsignal und der Ansteuersignalverlauf der Einspritzdüse. Weiterhin schnell erfasst werden der Luftkesseldruck sowie der vom Abgasmessschrank gelieferte Wert für die Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (C_xH_y). Für Messgrößen wie die Luftfeuchtigkeit, den Luftdruck, die Umgebungstemperatur, die Ansaugtemperatur etc., ist eine schnelle Erfassung nicht erforderlich, da davon ausgegangen werden kann, dass sich diese Größen im Verlauf eines einzelnen Zyklus nur unwesentlich verändern. Eine weitere Aufgabe des IndiCom-Rechners besteht in der Kurbelwinkelgenauen Ausgabe von bis zu 16 Triggersignalen (auf max. 8 Kanälen) zu beliebigen Kurbelwinkeln mit frei wählbarer Signaldauer und z.T. auch Amplitude (Kanäle 1 bis 4 sind stufenlos einstellbar bis 10 V, übrige Kanäle liefern TTL-Pegel). Zu diesem Zweck kann die sog. Engine Timing Unit (ETU) mit Hilfe einer Software parametriert werden. Als Eingangssignal der ETU dient ebenfalls das Kurbelwinkelsignal, mit einem zusätzlichen Referenztrigger für den OT (ebenfalls vom Kurbelwinkelgeber geliefert). Die Signalverarbeitung erfolgt aufgrund der erforderlichen kurzen Rechenzeiten nicht im In-

diCom-Rechner an sich, sondern in der ETU. Zu den in jedem Fall mit Hilfe der ETU angesteuerten Geräten gehören Zündung und Einspritzung. Außerdem wird zum gewünschten Aufnahmezeitpunkt ein Mastertrigger an das Kamerasystem gesendet. Die verbleibenden Kanäle bzw. Signale können z.B. zur Realisierung einer Mehrfacheinspritzung, zur Ansteuerung einer weiteren Saugrohreinspritzdüse oder zur Ansteuerung beliebiger anderer Geräte genutzt werden. Wird eine Gruppe von Signalen auf ein und demselben Ausgang benötigt (z.B. Mehrfacheinspritzung mittels Piezo-Injektor), so können mehrere Signale mit Hilfe der ETU-Software auf einem Ausgang zusammengelegt werden (Multiplexing). Die Einbindung des IndiCom-Rechners in das Signalsystem des Prüfstands ist in Abbildung 5.13 schematisch dargestellt.

5.2.2 Datenerfassung

Für die schnelle Datenerfassung kommt das IndiModul 621 des Herstellers AVL zum Einsatz. Hierbei handelt es sich um ein Echtzeit-Datenerfassungsmodul mit acht Kanälen, von denen jeder über einen eigenen 14 Bit / 800 kHz Analog-Digital-Wandler verfügt. Der Eingangsspannungsbereich der Kanäle beträgt ±10 V. Die Messdatenerfassung erfolgt Kurbelwinkelabhängig mit einer maximalen Auflösung von 0,1°KW, wobei neben der Erfassung der eigentlichen Messwerte auch abgeleitete Echtzeitberechnungen vorgenommen werden können.

Die langsame Datenerfassung erfolgt mit Hilfe eines Datenerfassungsmoduls vom Typ DAQPAD-6015 der Firma National Instruments, das mit Hilfe der IndiCom-Software ausgelesen werden kann. Zur Messung stehen acht differentielle Messkanäle mit einer maximalen Abtastrate von 100 kHz (200 kS/s, differentiell gemessen und aufgeteilt auf die Kanäle) zur Verfügung. Der Messbereich beträgt 0–10 V bei einer Auflösung von 16 Bit [77]. Im Gegensatz zur schnellen Datenerfassung erfolgt die Messung zeitbasiert, so dass eine direkte Abspeicherung bzw. automatische Synchronisation der langsamen und der schnellen Kanäle auf Kurbelwinkelbasis in der IndiCom-Software nicht möglich ist. Sollen Signale, die auf einem der langsamen Kanäle aufgenommen wurden, kurbelwinkelabhängig und synchron mit den schnellen Kanälen dargestellt bzw. untersucht werden, so muss die Synchronisation nachträglich durch Umrechnung der Zeitachse in °KW vorgenommen werden. Ist eine sehr exakte Synchronisation der Messergebnisse erforderlich, so empfiehlt sich die Aufzeichnung eines, z.B. mit Hilfe der ETU erzeugten, gemeinsamen Referenzsignals sowohl auf der langsamen als auch auf der schnellen Messkarte.

Die für die schnelle Datenerfassung erforderlichen Kurbelwinkelsignale werden hierbei von einem Kurbelwinkelgeber vom Typ 365C (AVL) geliefert, der direkt an der Kurbelwelle angeflanscht ist. Der Kurbelwinkelgeber wird optisch abgetastet, wobei die Signale von einer Sig-

nalverarbeitungselektronik über einen Lichtleiter vom eigentlichen Kurbelwinkelgeber gesendet bzw. empfangen werden. Hierdurch werden zum einen elektrische Störeinflüsse (z.B. von der Zündung) in unmittelbarer Motornähe vermieden und eine erschütterungsfreie sowie kühle Montage der empfindlichen Messelektronik ermöglicht. Der Geber liefert ein Winkelsignal mit einer maximalen Auflösung von 0,1°KW sowie ein einzelnes Referenzsignal pro Umdrehung. Feinere Unterteilungen (bis zu 0,05°KW) werden durch einen nachgeschalteten elektronischen Impulsvervielfacher generiert. Der Geber wurde so montiert, dass das Referenzsignal genau mit dem oberen Totpunkt zusammenfällt und so z.B. zur Ermittlung des thermodynamischen Verlustwinkels, welcher die Winkeldifferenz zwischen dem tatsächlichem OT und dem durch Wandwärmeverluste relativ zu diesem nach früh verschobenem Zylinderdruckmaximum beschreibt, verwendet werden kann. Außerdem dient der Zünd-OT als Referenz- bzw. Nullpunkt der Datenerfassung, d.h. alle Kurbelwinkelangaben für Zeitpunkte vor dem Zünd-OT werden mit negativem Vorzeichen versehen, alle Zeitpunkte nach dem Zünd-OT mit positivem Vorzeichen. Nach jeder Demontage sollte der Kurbelwinkelgeber daher wieder auf den OT eingestellt werden (Vorgehen s. Gerätehandbuch [78]).

Die Parametrierung der Kanäle bezüglich Auflösung, Eingangsbereich, Signalkalibrierung, Resultatauswahl etc. erfolgt hierbei über die Software IndiCom auf dem IndiCom-Rechner. Ebenso können die Messwerte und Echtzeit-Rechenergebnisse mit Hilfe dieser Software dargestellt und gespeichert werden. Die Anzahl der Zyklen, die hierbei in einer Messung aufgenommen werden können, wird von der Anzahl der Echtzeit-Resultate sowie der gewählten Auflösung (in °KW) bestimmt, da diese während der Messung im begrenzten On-Board-Speicher des IndiModul 621 abgelegt und erst nach Ende der Messung von der Software abgespeichert werden können. Daher sollte für die einzelnen Kanäle immer nur die notwendige und nicht die maximal mögliche Auflösung eingestellt werden, um den Speicherplatz möglichst optimal zu nutzen. Für die langsamen Kanäle ist eine Berechnung von Resultaten in Echtzeit nicht möglich. Rechenwerte, die sowohl auf „schnellen" als auch auf „langsamen" Messergebnissen beruhen, können daher erst nach Beendigung der Messung berechnet werden. Für Probemessungen, oder wenn der gewünschte Messzeitpunkt noch nicht feststeht, kann das Aufnahmesystem als Ringspeicher genutzt werden, und erst nach Abschluss der Messung die zuletzt gemessenen Zyklen (Anzahl wie oben beschrieben) gespeichert werden. Die Messung kann hierbei entweder per Hand durch den Bediener beendet oder alternativ durch Auftreten eines bestimmten Messergebnisses bzw. Resultats automatisch gestoppt werden (gilt nur für schnelle Kanäle), wobei wiederum die Möglichkeit besteht, eine definierte Anzahl von Zyklen vor und nach dem Auslöseereignis abzuspeichern, um z.B. die Vor- und Nachgeschichte einer Fehlzündung zu untersuchen.

5.2.3 Druckindizierung

Zur hochaufgelösten Messung der Druckverläufe im Ansaugsystem, im Zylinder sowie im Auslasssystem ist der Motor mit piezoelektrischen bzw. piezoresistiven Drucksensoren ausgerüstet. Die Einbindung dieser Sensoren sowie deren Versorgung ist in Abbildung 5.14 dargestellt.

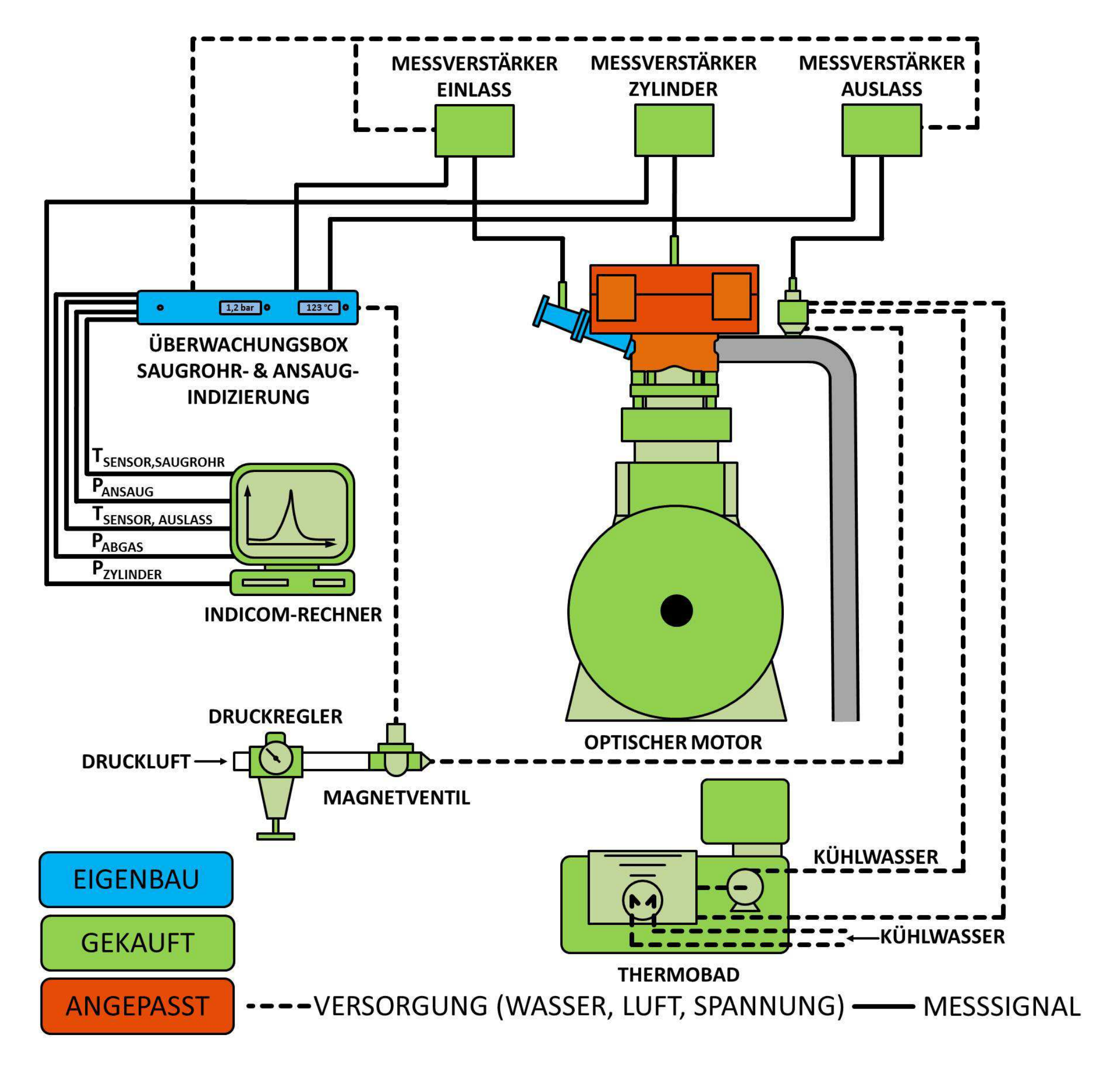


Abbildung 5.14: Verschaltung der Saugrohr-, Zylinderdruck- und Auslassindizierung

Für die Druckverlaufsmessung im Saugrohr kommt ein piezoresistiver Absolutdrucksensor (Typ 4005BA5F) der Firma Kistler zum Einsatz. Sein Messbereich beträgt 0–5 bar bei einem Einsatztemperaturbereich von 25 bis 125°C. Der Sensor ist in einem der beiden Saugrohre (s. Abschnitt 5.5) montiert und mit einem Verstärker vom Typ 4618A2 (Kistler) verbunden. Dieser verstärkt das Signal der Sensor-Messbrücke auf ein Ausgangssignal von 0−10 V und nimmt gleichzeitig die erforderliche Temperaturkompensation durch Auswertung der temperaturbedingten Widerstandsänderungen der Messbrücke vor. Das Temperatursignal wird ebenfalls ausgegeben und beträgt 10 mV/°C.

Die Indizierung des Zylinderdrucks erfolgt mit Hilfe eines piezoelektrischen Relativdruckaufnehmers vom Typ GH12D der Firma AVL mit einem Messbereich von 0–250 bar. Dieser ist direkt im Zylinderkopf montiert (s. Abbildung 5.5) und wird mit Hilfe eines Piezodruckverstärkers (AVL microIFEM) ausgelesen. Das Ausgangssignal (0−10 V) wird direkt an den IndiCom-Rechner übermittelt.

Auf der Auslassseite erfolgt die Druckmessung wie auf der Einlassseite mit einem piezoresistiven Absolutdrucksensor (Kistler, Typ 4007BA5F, Messbereich 0−5 bar, Einsatztemperatur 25−180°C) der ebenfalls mit einem Verstärker vom Typ 4618A2 (Kistler) verbunden ist. Im Unterschied zur Montage im Saugrohr ist der Auslassdrucksensor in einem Umschaltkühladapter (Kistler, Typ 7533A) montiert, da aufgrund der im Auslass herrschenden Temperaturen die Kühlung des Sensors erforderlich ist. Der Umschaltadapter ermöglicht durch eine pneumatische Umschaltung die Beaufschlagung des Sensors entweder mit dem Druck des Auslasssystems (Steuerdruck 2−5 bar) oder mit dem Umgebungsdruck (Steuerdruck 0 bar). Hierdurch ist es möglich, den Sensor nur während der Messung mit dem Abgasdruck zu beaufschlagen, so dass die Belastung des Sensors durch hohe Gastemperaturen, Ruß und Vibrationen so gering wie möglich gehalten werden kann. Außerdem ergibt sich so die Möglichkeit, während der Messung den Umgebungsdruck als Referenzdruck mit dem selben Sensor zu erfassen. Für die Kühlung des Umschaltkühladapters wird ein Thermobad verwendet, welches durch ein eigenes Kühlwasserreservoir die Verwendung von vollentsalztem Kühlwasser ermöglicht. Das Thermobad verfügt über eine eigene Pumpe, die für den kontinuierlichen Kühlwasserumlauf sorgt. Zur Regelung der Temperatur dient die elektrische Heizung des Thermobades und zur Abfuhr überschüssiger Wärme ist es mit dem hauseigenen Kühlwassersystem verbunden.

Die verstärkten Messsignale der Ein- und Auslassdrucksensoren werden in einer Überwachungsbox zusammengeführt. Ihre Aufgabe besteht darin, die Temperatur des Auslassdruckaufnehmers zu überwachen, und beim Überschreiten der Grenztemperatur (150°C) mit Hilfe des Magnetventils den Umschaltadapter automatisch auf Umgebungsdruck umzuschalten. Des Weiteren kann der Umschaltadapter mit Hilfe des Geräts manuell betätigt und die Drücke sowie die Temperaturen der beiden Sensoren abgelesen werden. Außerdem beinhaltet die Überwachungsbox die Spannungsversorgung für die piezoresistiven Messverstärker und stellt die Anschlüsse zur Verbindung der Signalausgänge mit dem IndiCom-Rechner zur Verfügung.

5.3 Kraftstoffanlagen

Der optische Motor verfügt sowohl über eine Hochdruck- als auch über eine Niederdruckeinspritzanlage (s. auch Abschnitt 5.4). Für die zuverlässige Durchführung optischer Messun-

gen, insbesondere mittels LIF, ist die Verwendung hochreiner Kraftstoffe von entscheidender Bedeutung, um deren bekannte Fluoreszenzeigenschaften ohne Störeinflüsse nutzen zu können. Es zeigte sich jedoch bei verschiedenen Versuchen am optischen Motor (s. Abschnitt 6.2), wie auch an anderen Motoren des Instituts, dass mit konventionellen KFZ-Einspritzanlagen die Reinhaltung der Kraftstoffe aufgrund der verwendeten Kunststoffkomponenten, Öleintrag und chemischer Zersetzungsvorgänge (s. auch folgende Abschnitte) nicht möglich ist. Daher wurden sowohl für die Hochdruck- als auch die Niederdruckeinspritzung hochreine Pumpensysteme aufgebaut, die im Folgenden näher beschrieben werden.

5.3.1 Hochdruckkraftstoffanlage

Insbesondere bei den in Abschnitt 6.2 beschriebenen Messungen zeigten sich Fluoreszenzsignale, die nur durch Verunreinigungen im Kraftstoff verursacht werden konnten. Bereits mit dem Auge konnten Veränderungen des Kraftstoffes (gelbliche Verfärbung) nach kurzer Umlaufzeit in der konventionellen Hochdruckpumpenanlage festgestellt werden. Durch anschließende Vermessung von Proben im Fluoreszenzspektrometer (Varian Carry 400) konnte nachgewiesen werden, dass sich ein erhebliches Fluoreszenzsignal einstellt, welches in Abbildung 5.15 exemplarisch anhand der Messergebnisse für PRF70 bei Anregung mit 355 nm gezeigt ist.

Als Quelle der Verunreinigungen kommen verschiedene Ursachen in Betracht. So besteht die konventionelle Anlage aus einer Niederdruck-Vorpumpe und einer Hochdruckpumpe, die eine Vielzahl von Kunststoffkomponenten (Dichtungen, Gehäusebauteile etc.) enthalten und außerdem durch Kraftstoffschläuche aus Kunststoff verbunden sind. Diese Kunststoffe können zum einen chemische Komponenten freisetzen und unter Umständen auch Bestandteile des Kraftstoffes aufnehmen, die später erst nach und nach wieder abgegeben werden, wodurch die Reinigung erheblich erschwert wird. Da die betroffene Anlage anfänglich mit konventionellem Ottokraftstoff betrieben wurde, kommt dieser Umstand als eine mögliche Verunreinigungsquelle in Betracht. Weiterhin muss die Kupplung zwischen Hochdruckpumpe und Antriebsmotor mit Schmieröl versorgt werden, so dass vermutet werden kann, dass kleine Mengen Öl an der Wellendichtung vorbei in den Kraftstoff gelangen. Als weitere Ursache kommt die hohe Umwälzleistung des Pumpensystems in Betracht. Diese liegt wesentlich über der benötigten Kraftstoffmenge und führt durch die Drosselung des nicht benötigten Kraftstoffstromes im Druckbegrenzungsventil zu einer starken Erwärmung des Kraftstoffes. Diese konnte zwar durch einen nachgeschalteten Kraftstoffkühler kompensiert werden, allerdings kann vermutet werden, dass durch die lokale Temperaturerhöhung an der Drosselstelle bei gleichzeitigem Kontakt mit metallischen Oberflächen (katalytische Wirkung) und evtl. im Kraftstoff enthaltenem Sauerstoff eine teilweise Veränderung der Kraftstoffmoleküle

(„*Fouling*“ [79]) stattfindet. Zwar konnte durch gezielte Zumischung von Schmieröl zu reinem Kraftstoff gezeigt werden, dass selbst geringste Ölmengen (Zumischung von 0,1‰ Schmieröl zu Iso-Oktan und PRF70) zu erheblicher Fluoreszenz bei allen untersuchten Anregungswellenlängen führen (s. Anhang CAnhang), jedoch unterscheiden sich die gemessenen Spektren von denen der Proben aus dem Kraftstoffsystem, so dass aufgrund der Vielzahl gleichzeitig auftretender, potentieller Verunreinigungsquellen keine eindeutige Ursache festgestellt werden konnte.

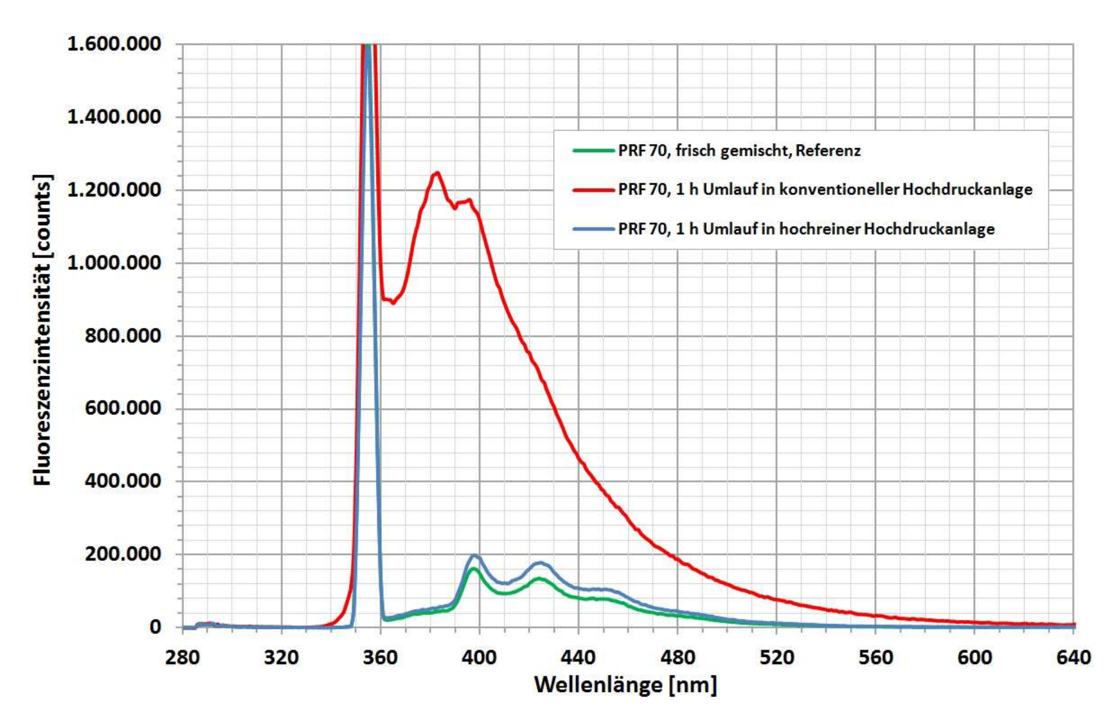


Abbildung 5.15: Fluoreszenzspektrum von PRF70 bei Anregung mit 355 nm und Vergleich mit frischen Kraftstoffproben [80]

Bei der in Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 gezeigten, neu konstruierten, hochreinen Kraftstoffanlage wurde daher aufgrund der o.g. Probleme, mit Ausnahme einiger Dichtungen aus Kalrez® und Teflon®, auf den Einsatz von Kunststoffen verzichtet. Die Füllstandanzeigen bestehen aus Glas und sämtliche Leitungen sowie Behälter sind aus Edelstahl gefertigt, so dass keine Kohlenwasserstoffe von den Materialien abgegeben oder aufgenommen werden können. An Stellen, an denen nicht auf Dichtungen verzichtet werden konnte (Abdichtung der Füllstandanzeigen und Stopfbuchsenpackung der Pumpe), wurden Kalrez® und Teflon® verwendet, welche ebenfalls keine unerwünschten Kohlenwasserstoffe aufnehmen oder abgeben. Des Weiteren wurde die maximale Förderleistung der Pumpe mit 6,1 l/h nur etwa doppelt so hoch wie der maximal zu erwartende Kraftstoffbedarf des Motors (Betrieb bei 3000 min^{-1}; λ = 0,8; PRF70; Liefergrad = 1) gewählt, um unnötigen Kraftstoffumlauf zu vermeiden. Die in Abbildung 5.15 ebenfalls gezeigten Messungen der Kraftstofffluoreszenz nach Umlauf in der neuen Anlage zeigen im Vergleich zur frischen Mischung aufgrund der

Verbesserungen auch nur eine geringe Zunahme der Fluoreszenz, die aber auch durch Messungenauigkeiten hervorgerufen worden sein kann.

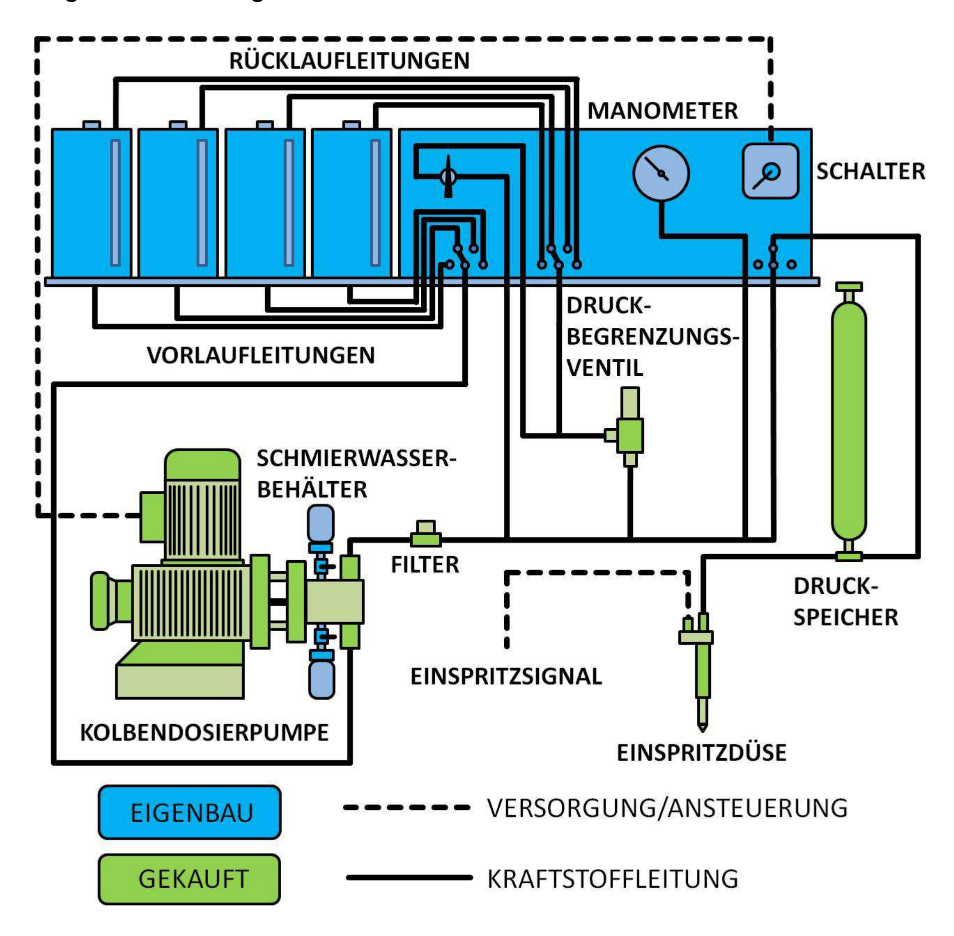


Abbildung 5.16: Aufbau der Hochdruck-Kraftstoffanlage

Der Aufbau der Hochdruckkraftstoffanlage ist in Abbildung 5.16 schematisch dargestellt. Abbildung 5.17 zeigt ein Foto der Kraftstoffanlage. Zur Förderung des Kraftstoffs kommt eine Kolbendosierpumpe (Sigma Basis Kolben, ProMinent®) mit einer maximalen Förderleistung von 6,1 l/h und einem Maximaldruck von 140 bar zum Einsatz. Die Förderleistung der Pumpe kann über den variablen Kolbenhub dem Kraftstoffbedarf angepasst werden. Die Fördereinheit besteht vollständig aus Edelstahl und kann zwecks Wartung leicht von der Hubeinheit getrennt werden. Der Pumpenkolben besteht aus Keramik und wird über eine Teflon®-Graphit-Stopfbuchsenpackung abgedichtet. Da sich im Betrieb herausgestellt hat, dass die Schmierung des Kolbens mittels Kraftstoff nicht möglich ist und bei längerem Betrieb zum Klemmen des Kolbens führt, erfolgt die Schmierung mit Hilfe von destilliertem Wasser, dass aus einem Glasbehälter („Schmierwasserbehälter“) der Stopfbuchse zugeführt wird. Eindringen von Wasser in das Kraftstoffsystem ist hierbei nicht möglich, da durch den hohen Systemüberdruck kein Wasser in den Förderraum gelangen kann.

Die Pumpe saugt den Kraftstoff über einen Metallsinterfilter in der Ansaugleitung aus einem der vier Kraftstofftanks an. Die Kraftstofftanks haben ein Fassungsvermögen von 3,8 l pro

Tank und sind mit einem Schauglas mit Schwimmer (bestehend aus chemisch geschwärzter Kupferfolie) ausgerüstet. Durch Verwendung mehrerer Tanks kann bei einem Wechsel des Kraftstoffs die aufwändige Reinigung des Tanks in den meisten Fällen entfallen, der verbleibende Kraftstoff gelagert und einer der Tanks während der Reinigung für den Spülkraftstoff (reines Iso-Oktan) verwendet werden. Der Anschluss an das Pumpensystem erfolgt durch Rohrleitungsbrücken zur Verbindung des Pumpenvorlaufs mit den einzelnen Tanks bzw. des Systemrücklaufs mit dem gewünschten Tank. Auf die Verwendung von Ventilen zur Umschaltung wurde bewusst verzichtet, um auch minimale Leckagen und damit einhergehende Verunreinigungen durch den Inhalt anderer Tanks definitiv ausschließen zu können.

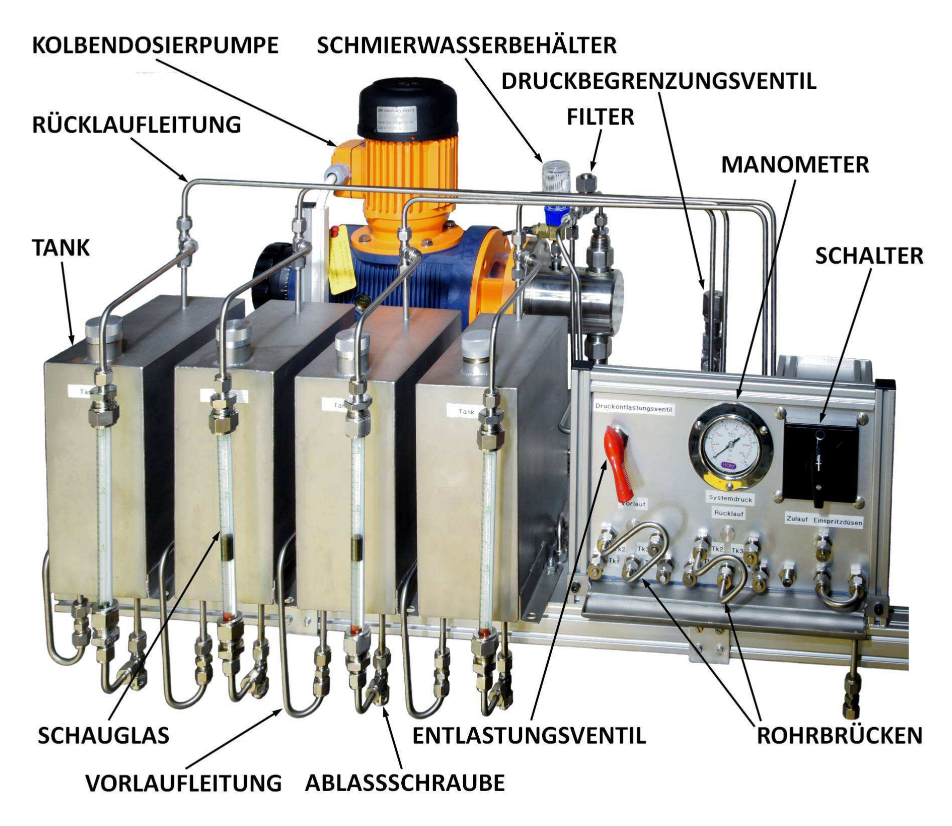


Abbildung 5.17: Hochdruck-Kraftstoffanlage

Der Kraftstoff verlässt die Pumpe über einen weiteren Metallsinterfilter, der aus der Pumpe stammenden Abrieb der Stopfbuchsenpackung zurückhalten soll. Zur Regelung des Systemdrucks kommt ein einstellbares Überströmventil zum Einsatz. Dieses ist auf 120 bar eingestellt und führt den überschüssigen Kraftstoff über die Rücklaufleitung in den Tank zurück. Um nach Ausschalten der Kraftstoffanlage oder im Notfall eine schnelle Druckentlastung des Systems vornehmen zu können, befindet sich ein Handventil zwischen der Hochdruckleitung und der Rücklaufleitung, über das der Kraftstoff in den Tank abgelassen werden kann. Um Druckschwankungen durch die diskontinuierliche Förderung der Kolbenpumpe sowie um durch den Einspritzvorgang hervorgerufene Pulsationen zu dämpfen, ist ein Druckspeicher kurz vor der Einspritzdüse angeordnet. Dieser hat ein Fassungsvermögen von 0,5 l, ist verti-

kal angeordnet und an seinem oberen Ende mit einem Belüftungsstutzen versehen. Vor dem Start des Kraftstoffsystems wird der Behälter belüftet, um ihn vollständig zu entleeren. Anschließend wird er wieder verschlossen, so dass mit zunehmendem Systemdruck der Behälter gefüllt und die enthaltene Luft komprimiert wird. Hierdurch kann das Zusammenbrechen des Systemdrucks im Rückhub der Pumpe verhindert und die von der Einspritzung hervorgerufenen Pulsationen in begrenztem Umfang gedämpft werden. Soll eine stärkere Dämpfung der Einspritzpulsationen erzielt werden, so muss der Behälter vor Einschalten der Kraftstoffpumpe mit Pressluft oder Stickstoff vorgespannt werden, um bei Betriebsdruck ein besseres Dämpfungsverhalten durch ein höheres Gasvolumen zu erreichen. Auch kann so die bei der Vermessung der Einspritzdüsen beobachtete Stagnation der Einspritzmenge ab einem Einspritzvolumenstrom von etwa 4,8 l/h (bzw. 80 µl/ES bei 2000 min^{-1}, s. Abschnitt 5.4.1) zu höheren Einspritzmengen verschoben werden, da der Systemdruck während des Rückhubs langsamer abfallen würde. Diese Maßnahme wurde allerdings bisher aufgrund des damit verbundenen Aufwands noch nicht umgesetzt.

5.3.2 Niederdruckanlage

Um auch bei der Niederdruckkraftstoffversorgung Verunreinigungen, wie sie von konventionellen KFZ-Kraftstoffsystemen verursacht werden (s. Anhang C), zu vermeiden, wurde auch für diesen Zweck ein hochreines Kraftstoffsystem aufgebaut, das in Abbildung 5.18 und Abbildung 5.19 gezeigt ist. Wie beim Hochdrucksystem wird unnötig hoher Kraftstoffdurchfluss, die Verwendung vieler Kunststoffbauteile sowie die Erwärmung des Kraftstoffes auf ein Minimum reduziert.

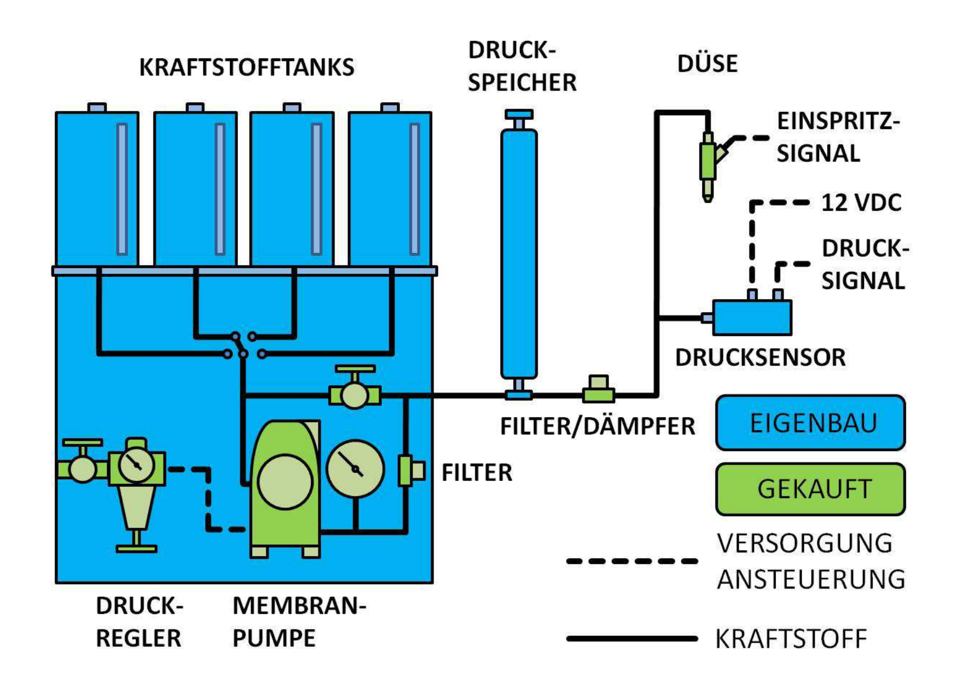


Abbildung 5.18: Aufbau der Niederdruck-Kraftstoffanlage

Bei der Kraftstoffpumpe handelt es sich um eine doppeltwirkende Membranpumpe (ALMATEC® E 08 UTT), deren Gehäuse und kraftstoffberührte Bauteile vollständig aus Teflon und Edelstahl gefertigt sind. Die Pumpe wird mit Hilfe von Pressluft angetrieben und fördert sowohl im Vor- als auch im Rückwärtshub. Der pressluftseitige Druck wird ohne Übersetzung auf den Kraftstoff übertragen, so dass der Kraftstoffdruck direkt über den mit Hilfe eines Druckreglers eingestellten Druck der Pressluft geregelt werden kann. Der maximale Systemdruck wird daher durch den Maximaldruck des hausinternen Druckluftsystems (6 bar, maximal zulässiger Druck der Pumpe: 7 bar) vorgegeben, und liegt somit im typischen Druckbereich für Saugrohreinspritzsysteme. Das System verfügt im Gegensatz zum Hochdrucksystem nicht über einen permanenten Rücklauf, da durch den permanent auf die Membran wirkenden Pressluftdruck nur die benötigte Kraftstoffmenge gefördert wird. Der Rücklauf in dieser Anlage wird im Betrieb mit Hilfe eines Ventils gesperrt und dient nur zur Druckentlastung des Systems nach Betriebsende sowie zur Rückführung des im Druckspeicher und in den Leitungen verbliebenen Kraftstoffes.

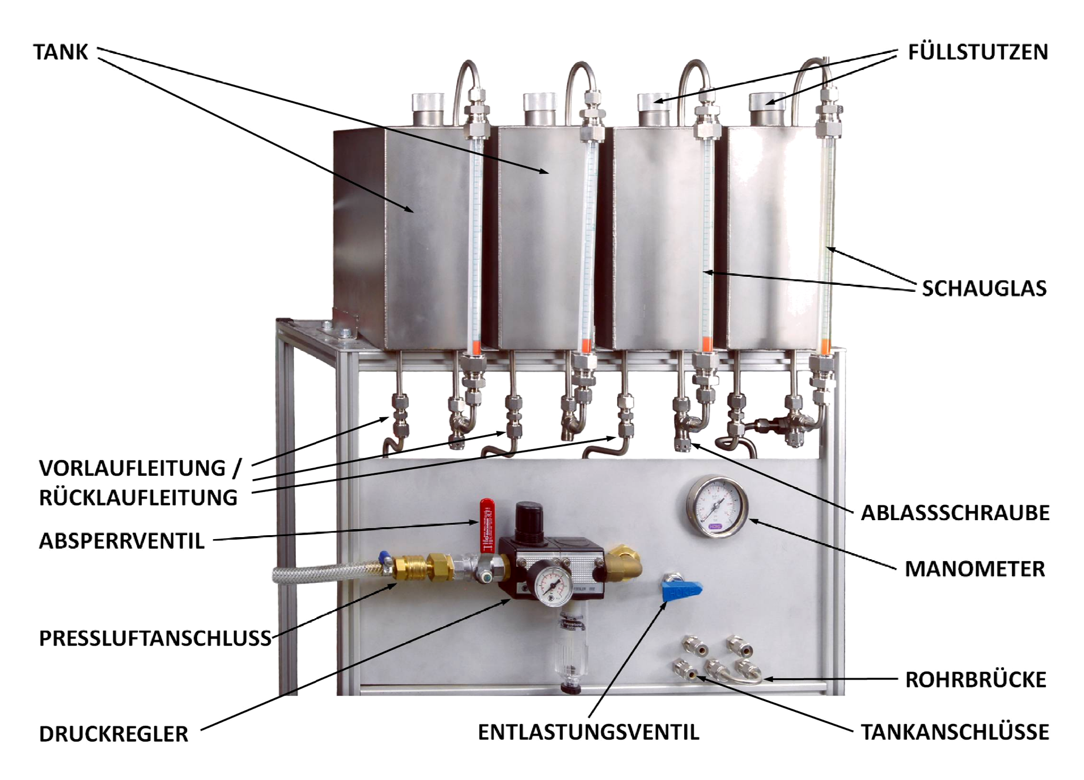


Abbildung 5.19: Niederdruck-Kraftstoffanlage

Wie auch das Hochdrucksystem verfügt das Niederdrucksystem über vier Edelstahl-Kraftstofftanks zur Verwendung unterschiedlicher Kraftstoffe. Der Zulauf zur Pumpe erfolgt über eine umsteckbare Rohrbrücke vom gewünschten Tank und kann ohne Filter erfolgen, da Partikel bis zu einem Durchmesser von 2 mm die Pumpe passieren können. Lediglich im Zulauf zur Einspritzdüse befindet sich ein Metallsinterfilter, um diese vor Verschmutzungen zu schützen. Da bei Richtungsumkehr der Membran auch bei dieser Pumpe ein kurzzeitiger

Druckabfall eintritt, ist auch das Niederdrucksystem mit einem Druckspeicherbehälter versehen, um Druckschwankungen und Pulsationen während der Einspritzung zu dämpfen. Dieser sollte, wie auch der Dämpfer im Hochdrucksystem, täglich vor Inbetriebnahme der Anlage belüftet werden, um eine vollständige Füllung mit Luft im drucklosen Zustand zu erreichen und so reproduzierbare Dämpfungseigenschaften zu erzielen. Um den Einspritzdruck auch elektronisch erfassen zu können, ist ein Drucksensor (Freescale Typ MPX5700, 0−7 bar / 0,2−4,7 V) nahe der Einspritzdüse angeordnet, dessen Messwerte mit Hilfe des IndiCom-Rechners erfasst werden können. Auch können so Resonanzeffekte, die trotz Verwendung eines Metallsinterfilters zur Schwingungsdämpfung bei bestimmten Kombinationen von Einspritzdauer und Drehzahl nicht vollständig ausgeschlossen werden können (s. Abschnitt 5.4.2), erfasst und durch Ablassen einer geringen Menge Luft aus dem Druckspeicher zur Veränderung der Resonanzfrequenz behoben werden.

5.4 Injektoren

5.4.1 Hochdruckinjektoren

Für die Hochdruck-Direkteinspritzung können verschiedene Einspritzdüsen verwendet werden. Bei den bisher verwendeten Einspritzdüsen handelt es sich um einen Mehrlochinjektor (6 Löcher) sowie einen Hohlkegelinjektor („A-Düse"). Beide Injektoren wurden mit einem Einspritzdruck von 120 bar betrieben, der von der Hochdruckeinspritzanlage (s. Abschnitt 5.3.1) bereitgestellt wird. Die Position der Einspritzdüse im Brennraum liegt, wie in Abbildung 5.5 dargestellt, mittig zwischen den Einlassventilen, um 6,3 mm versetzt zum Brennraummittelpunkt in Richtung der Einlassventile. Die Mittelachse der Einspritzdüsenbohrung ist parallel zur Zylinderachse ausgerichtet, d.h. es liegt keine Verkippung der Einspritzdüsenachse gegenüber dem Zylinder vor. Beide Düsen weisen an ihrer Spitze einen Durchmesser von 8 mm auf, müssen jedoch aufgrund der ansonsten unterschiedlichen Geometrie mit Hilfe von Adapterringen montiert werden, deren Geometrie mit Hilfe von Zeichnungen der Einspritzdüsen und der Aufnahmebohrung im Zylinderkopf ermittelt wurde. Die Befestigung der Injektoren erfolgt durch an ihre Geometrie angepasste Niederhalter, mit deren Hilfe sie durch zwei M6-Schrauben in der Montagebohrung verspannt werden. Die Düsen sowie die zugehörigen Niederhalter und Adapterringe sind in Abbildung 5.20 dargestellt.

Bei der Mehrlochdüse handelt es sich um einen Magnetinjektor, dessen Ansteuerung über eine an die charakteristischen elektromagnetischen Eigenschaften dieses Injektors angepasste Endstufe erfolgt. Zur Ansteuerung wird ein inverses TTL-Signal (High-Pegel: Düse geschlossen, Low-Pegel: Düse geöffnet) von der ETU ausgesendet, welches der Endstufe den Anfang und das Ende der Einspritzsequenz signalisiert. Die Einspritzsequenz gliedert

sich hierbei in vier Phasen: die Vormagnetisierung, die Boosterphase, die Anzugsphase sowie die Haltephase. Die Vormagnetisierung wird mit fallender Flanke des Ansteuersignals gestartet und dient zum Aufbau des Magnetfeldes, wodurch das Öffnen in der darauffolgenden Boosterphase beschleunigt wird. Zur Öffnung des Injektors wird in der Boosterphase ein in der Endstufe untergebrachter Kondensator über die Spule des Injektors entladen und so die Düsennadel beschleunigt. In der Anzugsphase wird der endgültige Nadelhub erreicht und die Nadelposition stabilisiert. Als letzte Phase folgt die Haltephase, in der die Nadel offen gehalten wird, bis durch die steigende Flanke des Ansteuersignals von der Endstufe der Stromfluss durch die Spule unterbrochen und das Ventil somit geschlossen wird. Eine Gegenüberstellung des Ansteuersignals, des Betriebsstroms sowie der Einspritzmenge findet sich in Anhang D. Details zur verwendeten Endstufe finden sich im zugehörigen Betriebshandbuch [81].

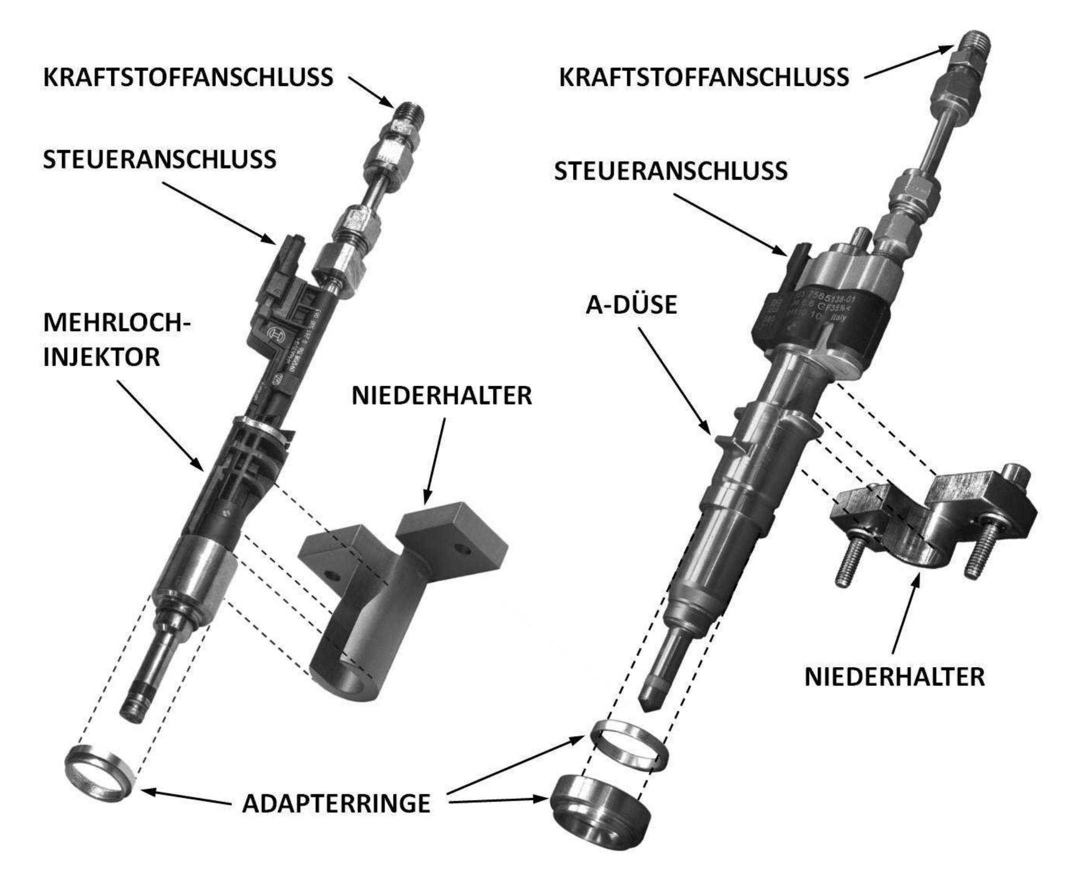


Abbildung 5.20: Mehrlochinjektor und A-Düse mit Montagebauteilen

Insbesondere die Vormagnetisierungsphase und die Boosterphase wirken sich direkt auf die eingespritzte Kraftstoffmenge aus, da während der Vormagnetisierungsphase noch kein Kraftstoff und während der Boosterphase nur eine reduzierte Kraftstoffmenge eingespritzt wird. Die Einspritzung startet daher nicht direkt mit der fallenden Flanke des Einspritzsignals, sondern im Falle der verwendeten Mehrlochdüse erst nach ca. 0,2 ms. Daher sind auch kürzere Einspritzdauern nicht realisierbar. Für Einspritzdauern zwischen ca. 0,2 und 0,7 ms

steigt die Einspritzmenge nichtlinear an und geht schließlich für längere Einspritzdauern in ein nahezu lineares Verhältnis zwischen Ansteuerdauer und Einspritzvolumen über. Dieses Verhalten korrespondiert sehr gut mit den Messungen des Betriebsstromes der Einspritzdüse und kann daher eindeutig auf die Boosterphase und die Anzugsphase zurückgeführt werden (s. Anhang DAnhang). Die Ergebnisse der durch Wägung ermittelten Einspritzmengen mit ausgebautem Injektor und festgelegter Anzahl von Einspritzungen sind in Abbildung 5.21 dargestellt. Die Messungen wurden bei einer simulierten Drehzahl von 1000 min^{-1} und 2000 min^{-1} mit ROZ95-Ersatzmischung (82% iso-Oktan, 8% n-Heptan und 10% Toluol) durchgeführt, wobei keine signifikante Drehzahlabhängigkeit (erhöhte Frequenz bei gleicher Einspritzdauer) der Einspritzmenge festzustellen war. Ab einer Einspritzdauer von ca. 3,8 ms bei 2000 min^{-1} (ca. 80 µl/ES) stagniert allerdings das Einspritzvolumen. Zwar ist bei dieser Einspritzmenge (80 µl/ES entsprechen 4,8 l/h) das maximale Fördervolumen der Hochdruckpumpe von 6,1 l/h noch nicht ausgeschöpft, jedoch handelt es sich bei der Pumpe um eine einfachwirkende Kolbenpumpe, so dass im Rückhub kein Kraftstoff gefördert wird. Der Kraftstoff wird in dieser Zeit aus dem Druckspeicher entnommen wodurch sich hier der Systemdruck verringert und somit die Einspritzmenge sinkt. Insgesamt verringert sich ab dieser Grenze der zeitlich gemittelte Systemdruck so stark, dass keine weitere Steigerung der Einspritzmenge mehr möglich ist. Dies stellt jedoch im Normalfall keine Einschränkung des Motorbetriebs dar, da unter, im realen Betrieb nicht umzusetzenden, absolut idealen Betriebsbedingungen (Liefergrad: 1 und maximal möglicher Ansaugdruck von 1200 mbar bei 20°C Ansaugtemperatur) und somit maximalem Verbrauch mit PRF70 immer noch ein Betrieb bei $\lambda = 0{,}85$ realisierbar ist (s. Abbildung D.4).

Die Ansteuerung des Piezo-Injektors (A-Düse) erfolgt mit einer Entwicklungs-Endstufe vom Typ ScienLab DICU200/25C4, die eine freie Parametrierung des Einspritzverlaufs für bis zu fünf unterschiedliche Einspritzungen pro Zyklus zulässt. Der Zeitverlauf des zum Öffnen und Schließen der Düse erforderlichen elektrischen Stromes kann hierbei über eine Steuersoftware beliebig vorgegeben werden (z.B. rampen- oder sinusförmige Verläufe). Zur Ansteuerung wird von der ETU ein TTL-Signal (Low-Pegel: Düse geschlossen, High-Pegel: Düse öffnet) verwendet, dessen steigende Flanke den vorgegebenen Öffnungs-Stromverlauf startet. Der Schließ-Stromverlauf wird von der fallenden Flanke gestartet. Hierbei bestimmt die insgesamt über Stromstärke und Zeit eingebrachte Ladung den Hubverlauf der Einspritzdüsennadel, so dass z.B. auch eine mehrstufige Öffnung der Einspritzdüse möglich ist. Die Einspritzdauer kann über den Abstand zwischen der steigenden und fallenden Flanke des Ansteuersignals gesteuert werden, jedoch muss berücksichtigt werden, dass das Ansteuersignal immer länger als die Dauer des Öffnungs-Stromverlaufs gewählt werden sollte, da von der Steuerung die Stromprofile für das Öffnen und Schließen in jedem Fall in der paramet-

rierten Zeit abgearbeitet werden. Der Einfluss dieses Verhaltens lässt sich in Abbildung 5.21 erkennen, da trotz sehr geringer Ansteuerdauer (Flankenabstand des TTL-Signals: 16 µs) ein Einspritzvolumen von ca. 8,2 µl/ES nicht unterschritten werden kann. Soll die Einspritzdauer weiter verringert werden, so muss neben der Dauer des Ansteuersignals also auch das Ansteuerprofil verändert werden. Für alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Einspritzmessungen kam der Öffnungs-Stromverlauf „RECT 100“ (Herstellerbezeichnung) zum Einsatz, der eine Öffnungs- und Schließ-Rampe von jeweils 100 µs erzeugt. Da die Kapazität der Einspritzdüse 7 µF und der Ladestrom 8,4 A beträgt (die Spannung an der Düse liegt nach der Aufladung bei 120 V), ergibt sich hierbei eine aufgeprägte Ladung von 0,84 mC. Details zur Piezo-Endstufe finden sich in der Betriebsanleitung [82]. Der mit Hilfe dieser Parametrierung vermessene Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und Einspritzvolumen ist ebenfalls in Abbildung 5.21 dargestellt. Wie bereits beim Mehrlochinjektor, lässt sich auch hier deutlich der Zusammenhang zwischen Betriebsstromverlauf der Düse und eingespritzter Kraftstoffmenge herstellen (s. Anhang D). Auch hier zeigt sich die bereits bekannte Begrenzung auf etwa 80 µl/ES, allerdings bereits bei einer Ansteuerdauer von ca. 1,6 ms, da der Durchsatz der A-Düse stationär mehr als doppelt so hoch ist wie beim Mehrlochinjektor.

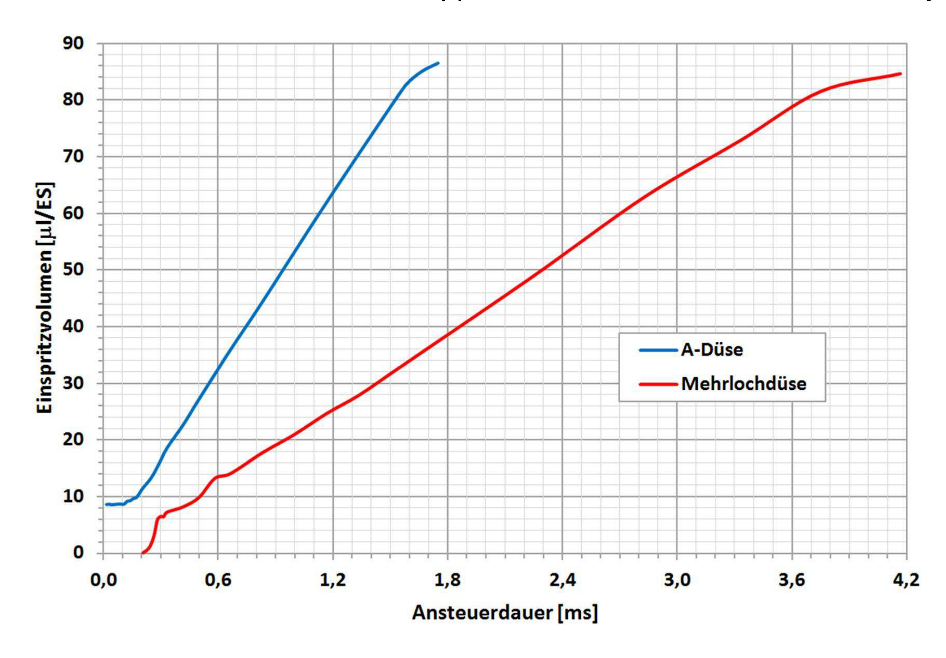


Abbildung 5.21: Abhängigkeit des Einspritzvolumens von der Ansteuerdauer für Mehrlochinjektor und A-Düse bei 2000 min^{-1}

Die in Abbildung 5.21 dargestellten Einspritzverläufe wurden von der gemessenen Einspritzmasse auf das Einspritzvolumen umgerechnet, um die Nutzung der gemessenen Werte auch für andere Kraftstoffe zu ermöglichen. Diese Übertragung ist im Rahmen der üblicherweise verwendeten Kraftstoffe zulässig, da bei den hohen im Düsenspalt vorliegenden Reynoldszahlen (ca. 400.000 für die A-Düse) die leicht variierenden dynamischen Viskositäten der Mischungen sowie die geringfügigen Änderungen der Kraftstoffdichte keinen signifikan-

ten Einfluss auf die Einspritzmenge haben. Allerdings sollte der Einspritzsystemdruck nicht verändert werden, da die Einspritzmengen stark von ihm abhängen. Zur rechnerischen Abschätzung der Einspritzmengen wurden für die Einspritzverläufe abschnittsweise Funktionen angepasst, welche in Anhang D zu finden sind und zur einfacheren Handhabung am Prüfstand in einer Excel-Tabelle zur Berechnung der Kraftstoffeigenschaften hinterlegt sind.

5.4.2 Niederdruckinjektor

Zum Betrieb des optischen Motors mit Saugrohreinspritzung können Saugrohreinspritzdüsen an drei verschiedenen Positionen im Saugrohr eingebaut werden (s. Abschnitt 5.5). Hierbei handelt es sich um elektromagnetisch betätigte Serien-Einspritzdüsen (Siemens, Typ 7506158) zum Betrieb mit niedrigen Einspritzdrücken (ca. 6 bar). Die Versorgung der Einspritzdüsen erfolgt über das in Kapitel 5.3.2 beschriebene Niederdruck-Einspritzsystem. Der Anschluss sowie die Montage der Einspritzdüse sind in Abbildung 5.22 dargestellt und erfolgen mit Hilfe eines Anschlussadapters, der gleichzeitig zur Befestigung der Düse im Saugrohr dient.

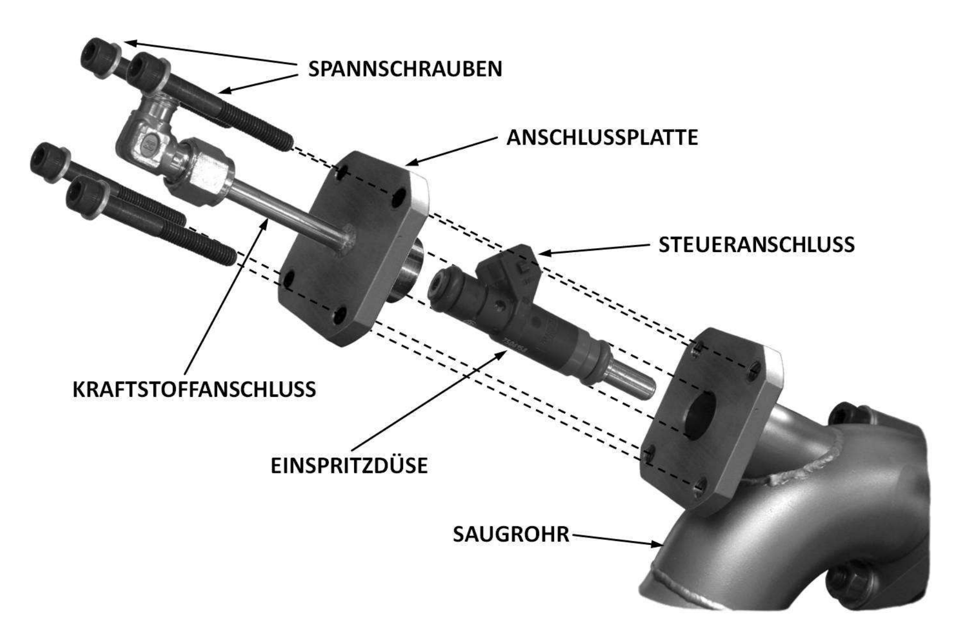


Abbildung 5.22: Einbau der Saugrohreinspritzdüse im Saugrohr

Zur Ansteuerung der Saugrohreinspritzdüse dient ein von der ETU generiertes TTL-Signal. Dieses wird zur Ansteuerung eines Vorschaltgerätes genutzt, das mit Hilfe eines TTL-triggerbaren MOS-FET (Typ: IRL 1004, Beschaltung s. Datenblatt [83]) die Betriebsspannung (12 V=) an die Düse durchschaltet. Im Gegensatz zur Ansteuerung der Hochdruckdüsen wird kein spezielles Einspritz-Stromprofil durchfahren, sondern der Stromverlauf ergibt sich aus den elektrischen bzw. magnetischen Eigenschaften der Einspritzdüse (s. Anhang D). Durch Vergleich des gemessenen Stromverlaufs mit der Einspritzmenge kann davon ausgegangen werden, dass ähnlich wie bei der Mehrlochdüse zunächst eine Vormagnetisie-

rung der Düsennadel erfolgt, bis diese schließlich ab ca. 1,6 ms nach Start des Ansteuersignals öffnet und somit der Kraftstoffaustritt ermöglicht wird. Ab einer Ansteuerdauer von ca. 2,2 ms folgt die Einspritzmenge der Ansteuerdauer näherungsweise linear.

Bei der Vermessung des Einspritzverhaltens bei 2000 min^{-1} fiel auf, dass die gemessenen Einspritzmengen ab ca. 15 µl/ES stark um die Werte der Messungen bei 1000 min^{-1} streuten und nicht reproduzierbar waren. Zur Ermittlung der Ursache wurde der Kraftstoffsystemdruck während der Einspritzungen gemessen und festgestellt, dass bei 2000 min^{-1} und höheren Einspritzmengen offenbar eine Resonanzfrequenz des Systems angeregt werden kann, wodurch unvorhersehbar hohe oder niedrige Kraftstoffmengen eingespritzt werden. Um dieses Problem zu beheben, wurde ein Metallsinterfilter in die Kraftstoffleitung hinter dem Druckspeicher, nahe an der Einspritzdüse eingebaut, der durch seine engen Poren die relativ hochfrequenten Druckpulsationen der Einspritzung dämpft (s. Abbildung D.5). Hierdurch konnte auch bei 2000 min^{-1} eine gute Reproduzierbarkeit der Einspritzmenge erzielt werden. Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 5.23 dargestellt und zeigen, dass im vermessenen Drehzahlbereich trotz des im Vergleich zu den Hochdruckdüsen großen Anteils der Einspritzdauer an der gesamten Zyklusdauer (max. 21% bei 1000 min^{-1}, max. 42% bei 2000 min^{-1}) nahezu keine Abhängigkeit der Einspritzmenge von der Drehzahl bei gleicher Ansteuerdauer vorliegt. Insgesamt fällt durch Vergleich mit der Mehrlochdüse bzw. der A-Düse auf, dass für die Einspritzung der gleichen Kraftstoffmenge über die Saugrohreinspritzung etwa die 8-fache bzw. 19-fache Ansteuerdauer zu berücksichtigen ist. Auch für die Saugrohreinspritzung wurden Näherungsfunktionen bestimmt und in der Berechnungstabelle hinterlegt.

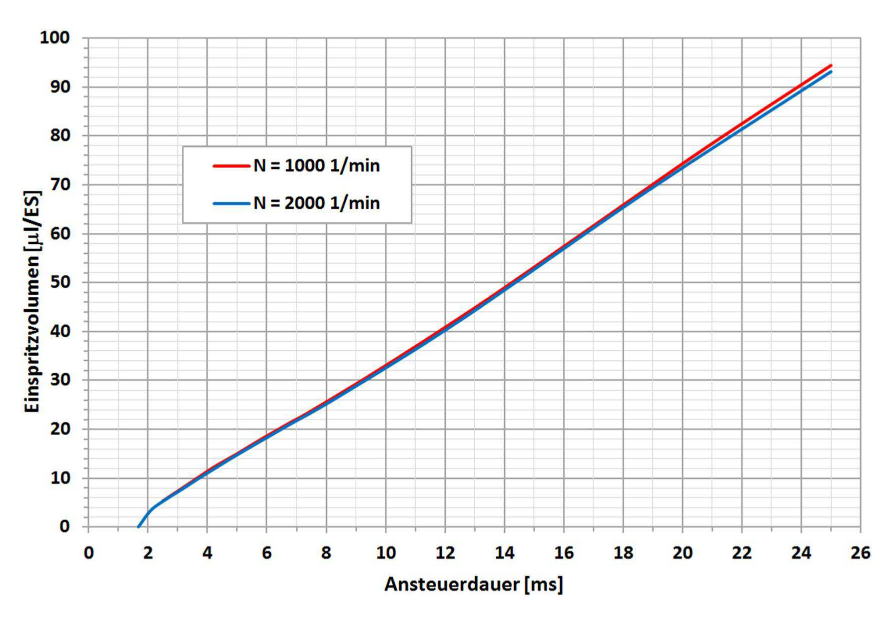


Abbildung 5.23: Abhängigkeit des Einspritzvolumens von der Ansteuerdauer für die Saugrohreinspritzdüse

5.5 Ansaugsystem

Das Ansaugsystem des optischen Motors besteht aus einer Reihe von Einrichtungen zur Regelung und Messung der Ansaugbedingungen. Hierzu gehören die Regelung des Ansaugdrucks, die Bestimmung der Ansaugluftmenge, die Vorheizung der Luft und die Steuerung der Ansaugmenge. Die zu diesem Zweck eingesetzten Komponenten werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

5.5.1 Ansaugdruckkontrolle

Um den Motor unabhängig von den variierenden Umgebungsbedingungen immer mit einem konstanten Ansaugdruck versorgen zu können und so reproduzierbare Messbedingungen zu schaffen, wird der Ansaugdruck auf ein konstantes absolutes Druckniveau (in allen vorgestellten Versuchen wurden 1050 mbar verwendet) oberhalb des normalerweise vorherrschenden Luftdrucks geregelt. Hierzu wird die Luft durch einen Seitenkanalverdichter (Typ: GUT 40 HS) verdichtet und gelangt anschließend zum Druckregelventil. Der Seitenkanalverdichter ermöglicht einen maximalen Überdruck von 200 mbar gegenüber dem Umgebungsdruck bei einem Volumenstrom von 25 m^3/h. Hiermit kann der Motor mindestens bis 1500 min^{-1} mit einem idealen Liefergrad von 1 betrieben werden. Für den im Rahmen aller in dieser Arbeit vorgestellten Versuche verwendeten Ansaugdruck von 1050 mbar beträgt der Fördervolumenstrom etwa 120 m^3/h und ist somit bei 2000 min^{-1} mindestens viermal so hoch wie der unter idealen Bedingungen (Liefergrad: 1) erforderliche Ansaugvolumenstrom von 30 m^3/h, so dass auf jeden Fall eine ausreichende Versorgung des Motors gewährleistet wird. Eine Übersicht des maximalen Überdrucks in Abhängigkeit von der Drehzahl des Motors bei einem Liefergrad von 1 wird in Anhang E gezeigt.

Das in Abbildung 5.24 gezeigte Ansaugluftregelventil besteht aus einem ringförmigen Schieber mit einem rechteckigen Ausschnitt, der auf einem Rohr, in das ebenfalls ein rechteckiger Ausschnitt eingebracht ist, drehbar gelagert ist, so dass durch Verdrehen des Schiebers ein variabler Ausströmquerschnitt zur Verfügung steht. Über diesen Querschnitt kann ein Teil der verdichteten Ansaugluft zur Regelung des Ansaugdrucks abgeblasen werden. Der Antrieb des Schiebers erfolgt über einen Zahnkranz und einen Elektromotor. Dieser wird mit Hilfe einer Endstufe durch einen in Labview® programmierten Regler angesteuert. Als Regelgröße dient der vor dem Luftmengenmesser gemessene Druck (s. Abschnitt 5.5.3). Um auch bei geändertem Luftbedarf des Motors (Drehzahländerung, veränderte Füllung) oder verändertem Ansaugdruck eine gute Regelcharakteristik zu erzielen, kann die Schlitzbreite manuell durch Verschieben des Rohrs angepasst werden. Hierbei muss bei großem Luftbedarf oder höherem Ansaugdruck des Motors die Schlitzbreite verkleinert (abgeblasene Luftmenge

verringert sich) und bei geringerem Luftbedarf oder verringertem Ansaugdruck vergrößert werden (Abblasemenge vergrößert sich).

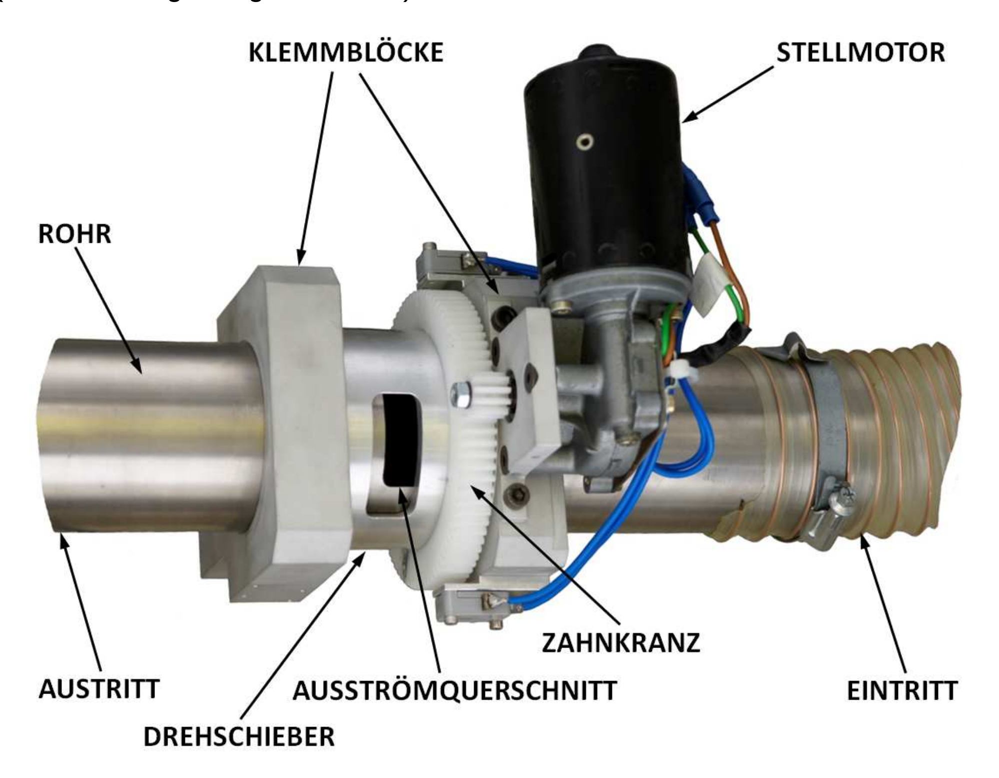


Abbildung 5.24: Aufbau des Ansaugluftregelventils

5.5.2 N_2-Anlage

Für einige LIF-Messungen ist es sinnvoll, den Quenching-Einfluss von Sauerstoff (s. Abschnitt 4.3) durch Verwendung von reinem Stickstoff während der Messung auszuschalten. Zu diesem Zweck kann das Ansaugsystem des Motors aus dem hauseigenen Stickstoffsystem gespeist werden. Um auch in diesem Fall eine genaue Regelung des Ansaugdrucks vornehmen zu können, ohne dass größere Stickstoffmengen in die Messkabine abgeblasen werden müssen, wird ein elektrisch betätigter Druckregler verwendet, mit dessen Hilfe der Vordruck eines Drosselventils geregelt wird. Dieses entspannt den Stickstoff auf den gewünschten Ansaugdruck, wobei die Durchflussmenge über den Vordruck geregelt werden kann. Zur groben Anpassung des Drosselventils an Betriebszustände mit stark unterschiedlichem Stickstoffbedarf ist das Drosselventil einstellbar ausgeführt. Die maximale Durchflussmenge des Druckreglers wurde hierbei so ausgewählt, dass wie bei Regelung des Ansaugdrucks mit Hilfe des Ansaugluftregelventils bzw. des Seitenkanalverdichters ein Ansaugdruck von 1200 mbar bei 1500 min^{-1} und einem Liefergrad von 1 erreicht werden kann.

Der Betrieb des Reglers erfolgt über die auch für das Ansaugdruckregelventil verwendete Endstufe und das Labview-Regelprogramm. Um eine Trennung des Reglers von der Stickstoffleitung und somit das unkontrollierte Austreten von Stickstoff, z.B. bei Motorstillstand, zu

gewährleisten, ist dem Druckregler ein Magnetventil vorgeschaltet, das bei Betrieb des Reglers über das Labview-Programm freigeschaltet wird. Sollte es zum Ausfall des Regelventils oder durch zu plötzliche Änderung der Ansaugmenge zu einem schnellen Aufbau von Unterdruck im Ansaugsystem kommen, öffnet ein federbelastetes Unterdruckventil (s. Abbildung 5.1 und Abbildung 5.26) das Ansaugsystem zur Atmosphäre, so dass sich durch nachsaugen von Luft kein unzulässig hoher Unterdruck (Gefahr der Zerstörung des Beruhigungsbehälters und der Ansaugschläuche) aufbauen kann. Die Umschaltung der Ansaugleitung sowie der Endstufe zwischen dem Ansaugluftregelventil und dem Stickstoffdruckregler erfolgt manuell über ein Zwei-Wege-Ventil bzw. ein Relais. Der gesamte Aufbau des Stickstoffdruckreglers ist in Abbildung 5.25 abgebildet.

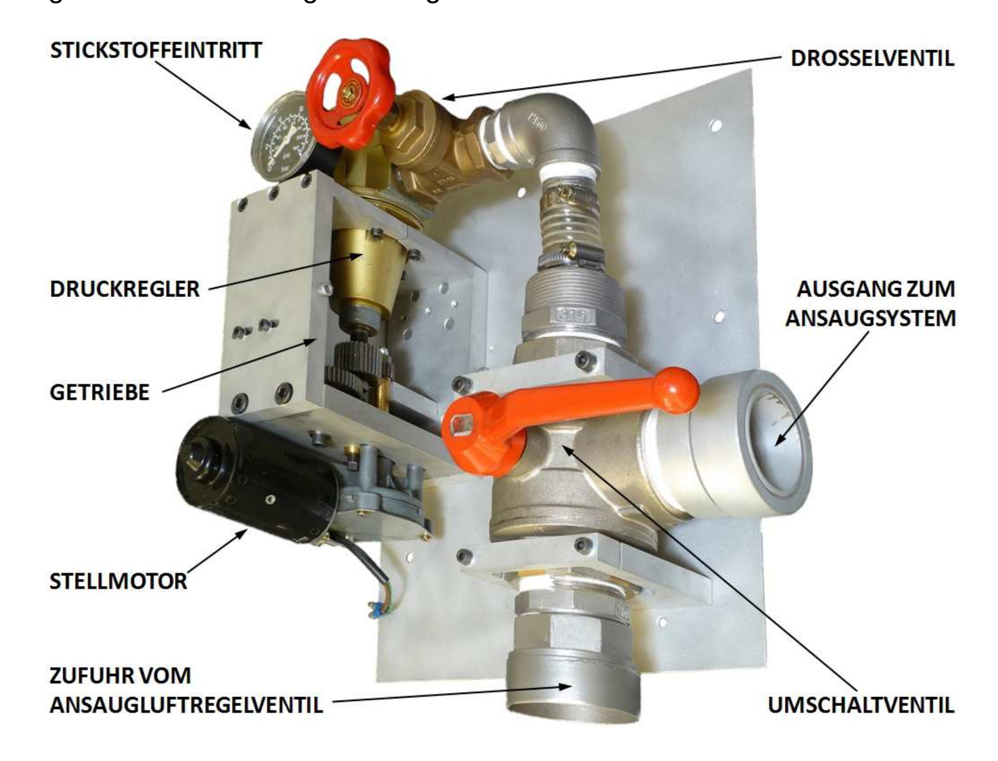


Abbildung 5.25: Stickstoffdruckregler und Umschaltventil

5.5.3 Luftmengenbestimmung

Zur Bestimmung der Ansaugluftmenge wird der in Abbildung 5.26 gezeigte Drehkolbengaszähler der Firma Aerzen (Typ ZB 039.0, Messbereich 6−65 m³/h) verwendet, der in der Ansaugstrecke direkt nach der Luft- bzw. Stickstoffdruckregelung angeordnet ist (s. Abbildung 5.13). Der Messbereich deckt den gesamten sinnvoll nutzbaren bzw. zulässigen Drehzahlbereich (500 bis 3000 min^{-1}) des Motors bei einem Liefergrad von 1 (Ansaugvolumenströme von 7,5 bis 45 m³/h) ab. Dieser Zähler besitzt prinzipbedingt einen geringen Druckverlust (max. 2 mbar) und eine gute Messgenauigkeit (0,1−0,2 % Abweichung, je nach Betriebspunkt) und ist in Kombination mit einem vorgeschaltetem Beruhigungsvolumen unempfindlich gegenüber geringen ansaugbedingten Druckpulsationen [84].

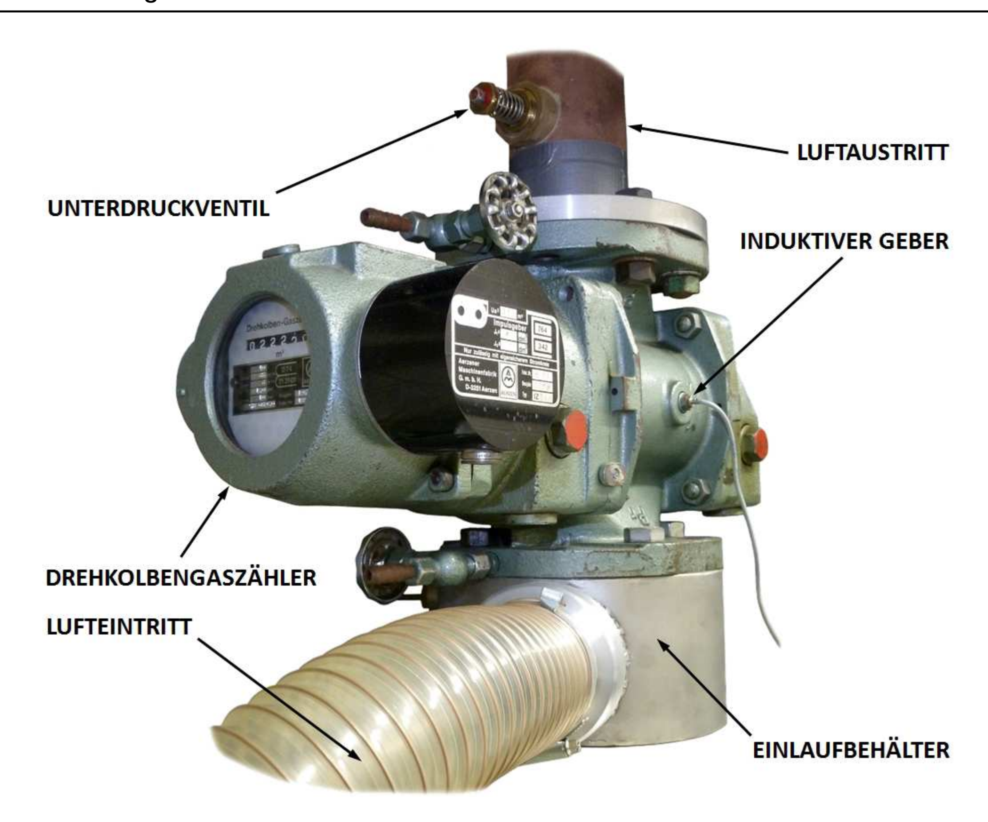


Abbildung 5.26: Drehkolbenzähler

Das Volumen der angesaugten Luft wird über die Drehzahl der Drehkolben bestimmt. Die Messung der Drehzahl erfolgt hierbei berührungslos durch einen induktiven Geber, der in das Gehäuse des Zählers so eingebaut ist, dass die Spitzen eines der Drehkolben während ihres Vorbeilaufs in Form von Rechteckpulsen erfasst werden können. Für jeden Umlauf des Drehkolbens werden somit zwei Pulse erzeugt. Da der Drehkolbenzähler über ein Messvolumen von 1,0 dm^3/Umdrehung verfügt, ergibt sich ein Verhältnis von 0,5 dm^3/Puls. Die Pulse werden an einen Frequenz-Spannungs-Wandler (Motrona DX 346) weitergeleitet und das erzeugte frequenzproportionale Spannungssignal über den IndiCom-Rechner erfasst.

Da zur Bestimmung des Luftmassenstroms über die Gleichung für ideale Gase neben dem Volumenstrom noch Druck und Temperatur der Ansaugluft bekannt sein müssen, werden im Einlaufbehälter unterhalb des Drehkolbenzählers beide Größen gemessen. Für die Druckmessung kommt ein Halbleiterdrucksensor (Freescale Typ MPXAZ4115AC6U) zum Einsatz, der über eine kurze Schlauchverbindung mit dem Einlaufbehälter verbunden ist. Das Spannungssignal (0,2−4,8 V / 150−1150 mbar) wird über das Indiziersystem (langsame Datenerfassung über National Instruments Karte, s. Abschnitt 5.2.2) erfasst. Außerdem wird es an den DICU-Rechner weitergeleitet und dient als Regelgröße für die Ansaugdruckregelung (s. Abschnitt 5.5.1). Die Temperatur wird durch ein Thermoelement unmittelbar vor dem Eintritt in den Drehkolbenzähler erfasst und mit Hilfe eines Messwandlers (TXUNI, TC Mess- und Regeltechnik GmbH) in ein Stromsignal umgesetzt (4−20 mA / 0−200°C). Dieses wird am

IndiCom-Rechner mit Hilfe eines 250 Ω Messwiderstands in ein Spannungssignal (1−5 V) umgewandelt und ebenfalls mit Hilfe der National Instruments Karte erfasst. Aus diesen Größen sowie der Luftfeuchtigkeit kann so, online oder mit Hilfe der Kraftstoff-Berechnungstabelle, der Ansaugmassenstrom bestimmt werden und steht z.B. für die Berechnung der Einspritzmenge mit Hilfe der λ-Messung (s. Abschnitt 5.6.2) zur Verfügung.

5.5.4 Beruhigungsvolumen

Durch das getaktete Ansaugen der Frischluft entstehen im Ansaugsystem periodische Druckschwankungen, die sich negativ auf die Messgenauigkeit des Drehkolbenzählers auswirken können. Um diese Druckschwankungen zu dämpfen, befindet sich ein Dämpfungsvolumen (Beruhigungsfass) von ca. 55 dm^3 stromabwärts des Drehkolbenzählers in der Ansaugleitung (s. Abbildung 5.1). Außerdem kann der sich im Beruhigungsvolumen einstellende und über die Zustandsgrößen definierte Zustand der Ansaugluft als Ausgangspunkt für Berechnungen verwendet werden, da Schwingungseffekte weitestgehend auf das Saugrohr beschränkt bleiben. Der Behälter besteht aus Edelstahlblech mit einer Wandstärke von 1 mm und sowohl zur Schalldämpfung als auch zur thermischen Isolierung mit Isolierwolle umhüllt. Auf der Eintrittsseite befindet sich ein quadratischer Luftfilterkasten, der sowohl zur Aufnahme des Luftfilters dient als auch den Einbau eines großflächigen elektrischen Heizelements ermöglicht. Dieses kann zur Vorwärmung der Ansaugluft auf eine konstante Temperatur verwendet werden [85]. Da aufgrund des großen zu erwärmenden Volumens, der Wärmekapazität des Luftkessels sowie der Wärmeverluste nur eine relativ träge Regelung zu realisieren ist, eignet sich dieses Heizelement nur für Messungen, bei denen der Motor über längere Zeiträume mit konstanten Einstellungen betrieben werden kann. Eine schnellere Regelung ist über die in Abschnitt 5.5.5 beschriebene elektrische Luftvorwärmung möglich.

Durchmesser, Länge und Eintrittsquerschnitt des Dämpfungsvolumens wurden auf Basis von Überschlagsformeln zur Schalldämpferberechnung [86] zunächst so ausgelegt, dass bei der häufigsten Versuchsdrehzahl von 2000 min^{-1} eine Dämpfung von ca. 70% zu erwarten ist (s. Abbildung E.2), wobei in diesem Faktor noch nicht die Dämpfungseigenschaften anderer Bauteile wie z.B. der Drosselklappe, der Luftvorwärmung, der Verbindungsschläuche und insbesondere des Luftfilters sowie des zur Befestigung des Luftfilters verwendeten Lochblechs berücksichtigt sind. Von diesen ist aufgrund der von ihnen verursachten Querschnittsveränderungen und Verwirbelungen ebenfalls ein hoher Dämpfungsbeitrag zu erwarten. Durch simultane Messungen des Saugrohrdruckverlaufs und des Druckverlaufs am Eintritt des Dämpfungsvolumens (Messung vor Luftfilter und Lochblech) bei 2000 min^{-1} konnte für alle Drosselklappenstellungen eine Dämpfung der Ansaugdruckstöße von mehr als 93% nachgewiesen werden (s. auch Abschnitt 5.5.6).

5.5.5 Luftvorwärmung

Um stets eine konstante Ansauglufttemperatur, unabhängig von den Umgebungsbedingungen, bereitstellen zu können, wird die in Abbildung 5.27 dargestellte elektrische Luftvorwärmung verwendet. Diese ist unmittelbar vor der Drosselklappe installiert, so dass die vorgewärmte Luft beim Passieren der Drosselklappe intensiv verwirbelt und so evtl. noch vorhandene Inhomogenitäten abgebaut werden. Das Heizelement besteht aus zwei kreuzförmig angeordneten Trägerplatten (Glimmer/Mikanit) die die gewellten Heizdrähte tragen. Vor dem Heizelement befindet sich ein halbkugelförmiger Staukörper, der zusammen mit dem Gehäuse für eine gute Umströmung der Heizdrähte sorgt (s. Abbildung 5.27). Um die Zerstörung des Heizelements und die Entstehung von Bränden durch unbeabsichtigten Betrieb des Heizelements bei Motorstillstand zu vermeiden, ist eine Schmelzsicherung (150°C) auf der Eintrittsseite oberhalb des Heizelements eingebaut, um die Stromzufuhr rechtzeitig zu unterbrechen.

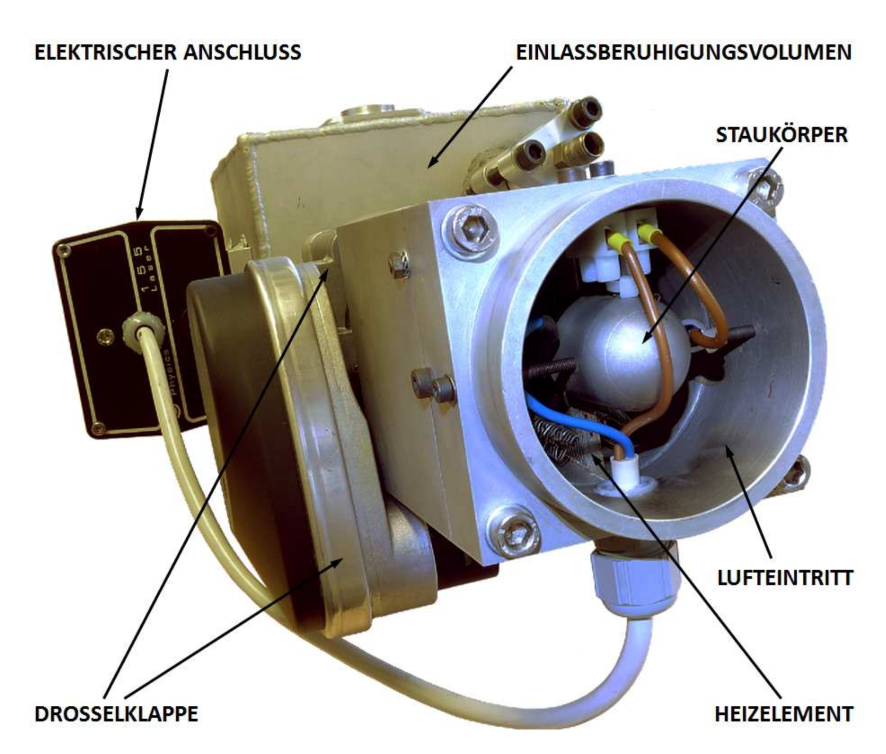


Abbildung 5.27: Elektrische Luftvorwärmung

Die Heizleistung der Luftvorwärmung beträgt 1000 W und wurde so gewählt, dass eine Vorwärmung der Ansaugluft auf ca. 120°C bei vollem Ansaugdruck von 1200 mbar und dem maximalen Fördervolumenstrom des Seitenkanalverdichters von 25 m³/h sowohl mit Luft als auch mit Stickstoff erreicht werden kann. Da in den meisten Fällen jedoch geringere Volumenströme und Drücke verwendet werden, wird die Heizleistung nicht voll ausgenutzt, so dass auch höhere Ansaugtemperaturen prinzipiell möglich sind. Hierbei muss jedoch berücksichtigt werden, dass die Wärmeverluste des Ansaugbereichs in dieser Rechnung nicht

berücksichtigt sind, die die maximal mögliche Temperatur begrenzen. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass Bauteile wie die Drosselklappe und die Saugrohreinspritzdüsen nicht zu stark erhitzt werden dürfen, so dass eine Ansaugtemperatur von ca. 150°C nicht überschritten werden sollte. Die Regelung der Luftvorwärmung erfolgt über einen PID-Regler (Suran-Enda ESM-4450) mit stetigem Analogausgang, der mit Hilfe einer Phasenanschnittsteuerung die Leistung des Heizelements stufenlos regelt. Die Temperaturmessung für den Regelkreis erfolgt erst nach dem Einlassberuhigungsvolumen im Y-Übergangsstück (s. auch Abschnitt 5.5.7), um so Wärmeverluste, die bis zu dieser Stelle auftreten, direkt über die Regelung zu kompensieren.

5.5.6 Drosselklappe

Die in Abbildung 5.27 hinter der Luftvorwärmung erkennbare Drosselklappe kann zur Regelung der Ansaugluftmenge und des Drucks im Ansaugrohr verwendet werden, so dass durch Verengen des Querschnitts auch Ansaugrohrdrücke unterhalb des Umgebungsdrucks eingestellt werden können. Bei der Drosselklappe handelt es sich um ein Serienbauteil des Herstellers BMW, das ursprünglich für die Verwendung mit Vierzylindermotoren konzipiert wurde, so dass bei der Verwendung am optischen Motor nur ein kleiner Teil des Einstellbereichs sinnvoll für die Regelung verwendet werden kann, da bereits bei einer Öffnung der Drosselklappe von 10% (Anteil am maximalen Öffnungswinkel von 90°) 85% der maximalen Ansaugluftmenge erreicht sind. Der Zusammenhang zwischen Drosselklappenöffnungswinkel und Durchflussmenge sowie dem Saugrohrdruck ist in Abbildung E.6 dargestellt. Die Ansteuerung und Regelung der Drosselklappenstellung erfolgt über den INCA-Rechner (Abbildung 5.13).

Wie bereits bei der Beschreibung des Beruhigungsvolumens erwähnt, ergeben sich neben der Durchflussregelung durch den Einsatz der Drosselklappe zusätzliche Vorteile bezüglich der Dämpfung von Ansaugdruckpulsationen, da durch die Querschnittverringerung an der Drosselklappe noch vor dem Beruhigungsvolumen eine erste Dämpfung der Druckstöße erfolgt. Dieser Zusammenhang wird anhand der in Abbildung 5.28 gegenübergestellten Dämpfung (Abnahme der Amplituden des Saugrohrdrucks zum Luftkesseleinlassdruck) bis zum Luftkesseleintritt deutlich, da zum einen die Dämpfung bei geringen Drosselklappenöffnungen höher als bei stark entdrosseltem Betrieb ist und zum anderen auch die maximalen Druckausschläge im Saugrohr bei angedrosseltem Betrieb geringer ausfallen (s. Abbildung E.3). Der Motor sollte daher immer angedrosselt betrieben werden, sofern keine anderen Betriebsgründe wie z.B. der Saugrohrdruck oder die erforderliche Ansaugluftmenge gegen die Drosselung sprechen. In diesem Zusammenhang kann eine Drosselklappenposition von ca. 10% als bester Kompromiss angesehen werden, da in diesem Fall die Dämpfung

sowohl positiver als auch negativer Druckabweichungen vom Luftkesseleinlassdruck (mittlerer Ansaugsystemdruck) mit etwa 99% sehr hoch ist, andererseits aber auch bereits 85% der Ansaugluftmenge und 92% des Ansaugdrucks (Abbildung E.6) erreicht sind, wobei hier eine Erhöhung des Ansaugdrucks bzw. der Ansaugluftmenge durch Erhöhung des Ansaugsystemdrucks mit Hilfe des Ansaugdruckreglers bzw. des Stickstoffdruckreglers immer noch möglich ist.

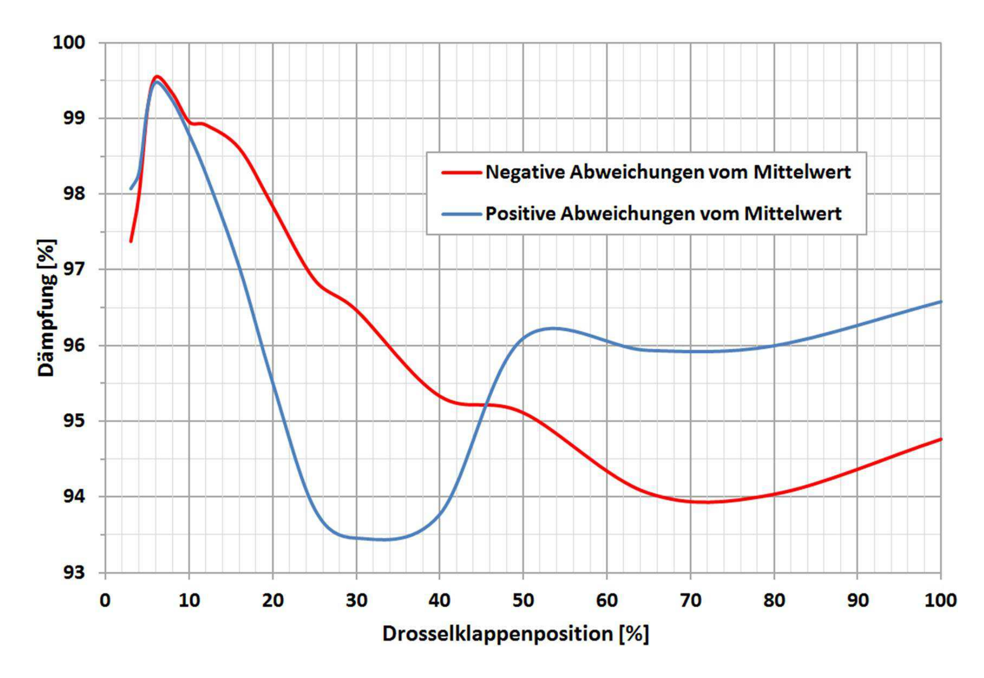


Abbildung 5.28: Dämpfung von im Saugrohr auftretenden Druckspitzen bis zum Beruhigungskesseleintritt in Abhängigkeit von der Drosselklappenposition

Weitere Vorteile durch die Verwendung der Drosselklappe ergeben sich bezüglich eines homogenen Ansaugluftzustandes, da durch die scharfen Abströmkanten der Drosselklappe eine gute Verwirbelung der vorgewärmten Luft (s. Abschnitt 5.5.5) und im Falle einer Kraftstoffeinspritzung in das Einlassberuhigungsvolumen (Abschnitt 5.5.7) eine gute Durchmischung von Kraftstoff und Luft erfolgt, so dass von einer guten Temperatur- und Mischungshomogenisierung im Einlassberuhigungsvolumen ausgegangen werden kann.

5.5.7 Einlassberuhigungsvolumen und Einlaufstrecke

Nach Durchströmen der Drosselklappe gelangt die Ansaugluft in ein weiteres, vergleichsweise kleines, Beruhigungsvolumen (ca. 2 dm^3) um die Strömung vor Eintritt in den Motor zu beruhigen. Neben der Beruhigung der Strömung ermöglicht das Einlassberuhigungsvolumen zusätzlich an zwei Positionen die Einspritzung von Kraftstoff und Tracern oder das Einspeisen von mit Trägergas (Stickstoff / Luft) versetzten Tracersubstanzen. Hierzu kann eine Niederdruck-Einspritzdüse oder der Gasanschluss, rechtwinklig zur Strömungsrichtung oder auf den Auslass des Beruhigungsvolumens ausgerichtet, eingebaut werden (s. Abbildung 5.29).

Neben den Niederdruckeinspritzdüsen können auch die in Abschnitt 5.4.1 beschriebenen Hochdruckinjektoren an den genannten Positionen eingebaut werden. Diese besitzen gegenüber den Niederdruckdüsen den Vorteil der Erzeugung eines Sprays mit wesentlich kleineren Tröpfchen, wodurch eine bessere Homogenisierung des Luft-Kraftstoff- bzw. Luft-Tracer-Gemisches erzielt werden kann und auch die Gefahr der Ausbildung eines Wandfilms vermindert wird. Außerdem sind die erforderlichen Einspritzdauern für eine gegebene Kraftstoffmenge bei den Hochdruckinjektoren 8- bis 19-mal kleiner als bei den Saugrohreinspritzdüsen (s. Abschnitt 5.4.2). Um beim Ausströmen der Luft aus dem Behälter keine unnötige Turbulenz mehr zu erzeugen, ist die Auslassöffnung mit einer abgerundeten Einlaufgeometrie versehen.

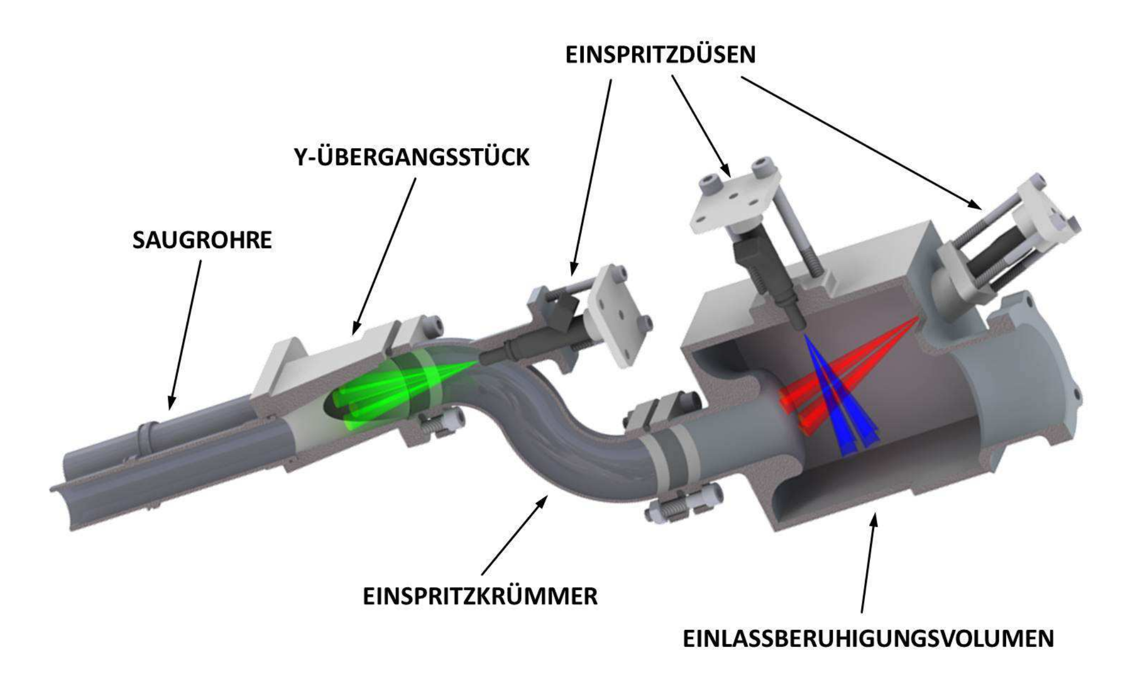


Abbildung 5.29: Einlasssystem und Einspritzstellen [Zeichnung erstellt von P. Thelen]

Zum Betrieb des optischen Motors mit einer möglichst seriennahen Saugrohreinspritzung, wurde ein S-förmig gekrümmtes Saugrohrstück konstruiert [87], in dem eine Saugrohreinspritzdüse zur Platzierung flüssigen Kraftstoffs möglichst nah an den Einlassventilen eingebaut werden kann (s. auch Abbildung 5.22). Aufgrund der gegebenen geometrischen Verhältnisse gelingt zwar keine Benetzung der Einlassventilteller, jedoch kann der flüssige Kraftstoff relativ nah an den Einlassventilen platziert werden. Aufgrund der identischen Anschlussflanschgeometrie des S-Krümmers auf Einlass- und Auslassseite kann das Ansaugsystem auch ohne dieses Bauteil betrieben werden, wenn eine Saugrohreinspritzung in der beschriebenen Form nicht erforderlich ist.

Im weiteren Verlauf des Einlasssystems erfolgt eine symmetrische Aufteilung des Ansaugluftstroms auf die beiden Einlasskanäle des Zylinderkopfs. Hierzu wird ein Y-förmiges Über-

gangsstück verwendet, an dessen Auslässen die beiden Saugrohre befestigt werden. Die Saugrohre sind im Gegensatz zu den übrigen Bauteilen des Ansaugsystems nicht fest verschraubt, sondern werden nur zwischen den Anschlussstücken geklemmt, wodurch sie unabhängig voneinander entlang ihrer Achse verdreht werden können. Hierdurch ist durch Einbau von querschnittsverändernden Strömungsleitblechen die Erzeugung eines Einlassdralls möglich. Außerdem können die Ansaugrohre leicht ausgetauscht werden, so dass der Einsatz eines transparenten Saugrohrs (s. Abschnitt 5.1.4 und Abbildung 5.12), glatter Edelstahlsaugrohre mit Indizierbohrungen wie in Abbildung 5.29 dargestellt sowie der bereits erwähnten Strömungsleitbleche möglich ist.

Zur Messung und Regelung des Ansaugluftzustands werden Temperatur, statischer Ansaugdruck und der kurbelwinkelaufgelöste Druckverlauf erfasst. Die Messung der Temperatur erfolgt hierbei mit zwei Thermoelementen am Eintritt des Y-Übergangsstücks. Eines der Thermoelemente liefert die Regelgröße für die Luftvorwärmung (Abschnitt 5.5.5), das zweite dient zur Erfassung der Ansaugtemperatur mit Hilfe des IndiCom-Rechners. Der statische Saugrohrdruck wird über einen Schlauchanschluss, ebenfalls am Einlass des Y-Übergangsstücks abgegriffen, von einem Druckaufnehmer erfasst und an das Puma-System weitergeleitet. Die schnelle Druckindizierung erfolgt im zahnriemenseitigen Saugrohr und wird nach der Signalverarbeitung an den IndiCom-Rechner übergeben (s. Abschnitt 5.2.3 und Abbildung 5.14).

5.6 Abgassystem

Das Abgassystem des optischen Motors sorgt für die Abfuhr der Verbrennungsabgase und beinhaltet verschiedene Sensoren sowie Probenentnahmestellen zur Messung der Abgaseigenschaften und einen Druckaufnehmer zur Erfassung des Abgasdruckverlaufs. Die Komponenten dieses Systems sowie die Bestimmung des Abgaszustandes sollen im folgenden erläutert werden.

5.6.1 Aufbau

Die über die beiden Auslassventile ausgestoßenen Abgasströme werden zunächst noch im Zylinderkopf zusammengeführt und anschließend über das Abgassystem aus der Motorenkabine abgeleitet. Hierbei verläuft die Abgasleitung zunächst U-förmig durch den Keller der Messkabine und anschließend über das Gebäudedach ins Freie. An der tiefsten Stelle der Abgasleitung befindet sich ein Kondensat-Ablassventil. Da es durch den intermittierenden Betrieb („Skip-Fire“) des Motors nicht zu einer ausreichenden Erwärmung des Abgassystems kommt, bildet sich insbesondere beim Betrieb mit hohen AGR-Raten durch die in diesem Fall besonders niedrige Abgastemperatur Kondensat, das regelmäßig abgelassen werden muss,

um einen problemlosen Betrieb zu gewährleisten. Da das Abgassystem nicht über eine aktive Absaugung oder Rückschlagklappen verfügt, kann es bei abgestelltem Motor durch den von der Gebäudelüftung verursachten Unterdruck in der Motorenkabine zur Rückströmung von Abgas bzw. Außenluft durch das Abgassystem kommen. Hierdurch können Geruchsbelästigungen in der Kabine sowie Korrosionsschäden durch hohe Luftfeuchtigkeit und aggressive Abgaskomponenten (Kondensat aus dem Abgassystem hat ca. einen PH-Wert von 3–4) am Motor entstehen. Bei längerem Motorstillstand ist daher sicherzustellen, dass die Auslassventile geschlossen sind, um den Zutritt von Abgas zum Brennraum zu verhindern. Außerdem sollte der Zylinderring heruntergelassen werden, um den Brennraum zu durchlüften.

Die Messstellen zur Erfassung des Abgaszustandes befinden sich alle in der Nähe der Auslassventile. Die Abgastemperatur wird zum einen durch ein sehr dünnes Thermoelement (ø 1,5 mm) nah an den Auslassventilen erfasst, zum anderen durch ein weiteres Thermoelement (ø 3,0 mm) weiter stromabwärts. Das erste Thermoelement ist innerhalb des Abgasrohres umgebogen, um möglichst nah an den Auslassventilen und ohne große zeitliche Verzögerung noch innerhalb des Zylinderkopfes die Abgastemperatur erfassen zu können. Die so gewonnenen Messdaten dienen im Wesentlichen zum Abgleich mit Simulationsrechnungen. Das zweite Thermoelement dient zur Überwachung des Motors im Betrieb, um unzulässig hohe Abgas- bzw. Bauteiltemperaturen zu verhindern. Die Abgastemperatur wird hierbei als Indikator für die Brennraumwand- und Kolbentemperatur genutzt, wobei sich ein Grenzwert von ca. 300−350°C als zweckmäßig erwiesen hat. Wird diese Temperatur überschritten, so sollte die Verbrennung gestoppt werden, um das Überhitzen der Kunststoffkomponenten (Kolbenringe, Dichtringe für den Zylinderring etc.) zu verhindern. Die Druckindizierung erfolgt mit Hilfe eines Umschaltkühladapters (s. Abschnitt 5.2.3), der etwa 120 mm vom Zylinderkopf entfernt (gemessen ab Abgasflansch) in der Abgasleitung montiert ist. Zur Entnahme von Abgasproben ist ein Anschlussflansch vorhanden, an dem sowohl ein schnelles Gasentnahmeventil angeschlossen werden, als auch eine kontinuierliche Probenentnahme erfolgen kann. Zur λ-Messung wird eine Breitband-Lambdasonde verwendet.

5.6.2 λ-Messung

Die λ-Messung erfolgt mit Hilfe einer Breitband-Lambdasonde vom Typ Bosch LSU 4.9. Die Ansteuerung sowie das Auslesen der Sonde geschieht mit Hilfe eines Lambdameters (ETAS Lambda Meter LA4). Dieses erlaubt eine Anpassung der Ansteuerung entsprechend dem verwendeten Sondentyp, Korrekturfunktionen für das Auslesen des Messwerts und die Einstellung des zur Umrechnung erforderlichen H/C-Verhältnisses des verwendeten Kraftstoffes (Verhältnis der Anzahl von Kohlenstoff- und Wasserstoffatomen im Kraftstoff). Das Messer-

gebnis wird in Form eines Analogsignals (0,0−8,2 V; λ = 0,7−32,8) ausgegeben und mit Hilfe des IndiCom-Rechners erfasst.

Unter Zuhilfenahme der Ansaugluftmasse und dem aus der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffs bekanntem stöchiometrischem Luftbedarf kann aus dem λ-Messwert die Menge des zugeführten Kraftstoffs berechnet und mit Hilfe der Drehzahl bzw. der Anzahl der Einspritzungen die Einspritzmenge pro Zyklus bestimmt werden. Hierbei ergibt sich jedoch, neben dem Einfluss der Messgenauigkeit der Ansaugluftmengenmessung, das Problem der Beeinflussung der λ-Messung durch unverbrannten Kraftstoff im Abgas. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 5.30 anhand von Messungen unverbrannter Kohlenwasserstoffe sowie des Sauerstoffgehalts im Abgas mit Hilfe des Abgasmessschranks dargestellt (s. Abschnitt 5.6.3). Hierbei wurde der Motor mit Direkteinpritzung (Mehrlochdüse) bei einer Einspritzmenge von 22,3 mg/ES (bestimmt aus Kalibrierwerten, s. Abschnitt 5.4 und Tabelle D.1) betrieben und der Einspritzzeitpunkt von –320 bis –240°KW in 10°KW-Schritten variiert. Alle anderen Einstellwerte wurden im Laufe der Versuche nicht verändert und sind in Tabelle F.1 zusammengefasst. Im Diagramm dargestellt sind der über die λ-Sonde bestimmte Messwert für λ, die über die in Abschnitt 5.4 beschriebenen Einspritzmessungen ermittelte Einspritzmenge, das aus dieser Einspritzmenge und der Ansaugluftmenge berechnete λ sowie der mit Hilfe des Abgasmessschranks ermittelte Restsauerstoffgehalt. Außerdem sind aus den Abgasmesswerten bestimmten Werte für den unverbrannten Kraftstoffanteil und die Einspritzmenge für die untersuchten Einspritzzeitpunkte dargestellt.

Ziel der Einspritzzeitpunktvariation war es, durch Einspritzung der gleichen Kraftstoffmenge zu immer späteren Zeitpunkten der Ansaugphase bei ansonsten gleichen Randbedingungen absichtlich eine Steigerung der Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe herbeizuführen. Hierbei sollte der Einfluss einer unvollständigen Verbrennung aufgrund schlechter Durchmischung möglichst gering gehalten und somit möglichst nur der Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe aus den Brennraumspalten gesteigert werden. Details zu diesen Versuchen werden in Abschnitt 6.2.3 dargestellt und im Zusammenhang mit optischen Messungen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Brennraum näher erläutert. Bezogen auf die Bestimmung von λ zeigen diese Untersuchungen, dass durch unverbrannten Kraftstoff der Sauerstoffgehalt des Abgases ansteigt, was zu einem höheren gemessenen λ und somit zu einer zu kleinen daraus berechneten Einspritzmenge führt. Außerdem lässt sich nicht zweifelsfrei der Anteil des Kraftstoffes bestimmen, der nachträglich noch an der λ-Sonde umgesetzt wird oder auf andere Weise die Messung beeinflusst. Dies wird aus dem Verlauf des λ-Signals bei frühen und bei späten Einspritzzeitpunkten deutlich, welches sich nicht eindeutig durch den Sauerstoffgehalt oder die Menge der unverbrannten Kohlenwasserstoffe erklären, d.h.

rechnerisch nachvollziehen lässt. Bei gutem Betriebsverhalten (stabile Verbrennung, gute Schwerpunktlage etc.) kann die Einspritzmengenbestimmung über λ daher mit einem gewissen Fehler verwendet werden, jedoch sollte immer auch die λ-Bestimmung zusätzlich mit Hilfe der kalibrierten Einspritzmengen und der Ansaugluftmenge erfolgen. Für Messungen, die eine genaue Kenntnis des Luftverhältnisses und evtl. auch der Verbrennungsgüte erfordern, sollte jedoch auf jeden Fall auch noch eine Messung der Abgaszusammensetzung mit Hilfe des Abgasmessschranks erfolgen. Trotzdem kann die λ-Sonde aufgrund der geschilderten Eigenschaften zur Voreinstellung von Betriebspunkten verwendet werden und stellt daher ein wichtiges Werkzeug zur praktischen Einstellung des Motors dar.

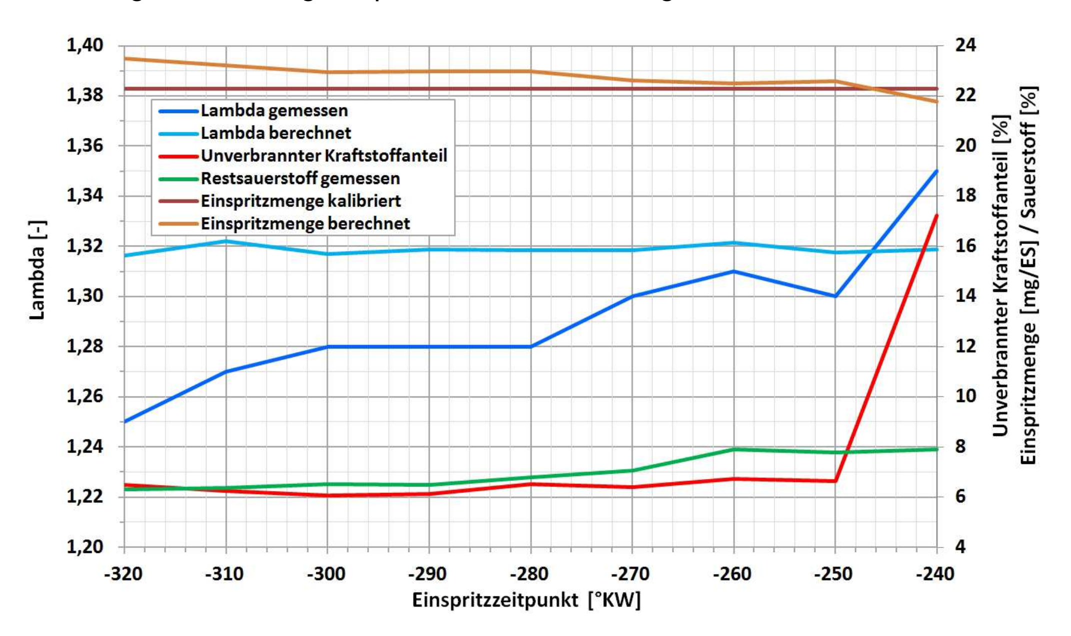


Abbildung 5.30: Beeinflussung der λ-Messung bzw. der Einspritzmengenbestimmung durch unverbrannten Kraftstoff

Wie sich im Laufe der Zeit zeigte, unterliegt die λ-Sonde einem hohen Verschleiß, was auf die recht ungünstige Betriebsweise zurückzuführen ist. Hierzu gehören der Betrieb bei, im Allgemeinen, nur geringen Abgastemperaturen, sehr kurze Betriebszeiten mit erhöhter Abgastemperatur durch häufig unterbrochene Feuerung, sowie der zum Teil sehr hohe Gehalt unverbrannter Kohlenwasserstoffe durch ungezündeten Betrieb, mit Tracern versetzte Ansaugluft oder unvollständige Verbrennung. Daher ist es notwendig, die λ-Sonde regelmäßig, gemäß dem im Handbuch des Lambdameters [88] beschriebenen Verfahren, mit Hilfe von Referenzgasen zu überprüfen und ggf. zu ersetzen. Um diesen Kalibrier- bzw. Prüfvorgang zu erleichtern und durch gleichbleibende Bauteile eine konstante Qualität der Überprüfung zu gewährleisten, wurde die in Abbildung 5.31 dargestellte Kalibriereinrichtung aufgebaut. Diese besteht aus einem Schwebekörperdurchflussmesser zur Einstellung des nötigen Kalibriergas-Durchflusses, einer wassergefüllten Waschflasche, dem Systemdruckmanometer (Plattenfedermanometer für 0−400 mbar) und einer Sicherheits-Berstmembran zum Schutz

des Manometers vor zu hohen Drücken. Zur Kalibrierung wird die λ-Sonde in einen Behälter eingeschraubt, um unzulässig hohe Strömungsgeschwindigkeiten zu vermeiden. Zur Durchführung der Kalibrierung werden unterschiedliche Gase für den fetten, den neutralen (λ = 1) und den mageren Bereich durch die Anlage geleitet, um zu prüfen, ob die gemessenen Werte mit den Werten der Kalibriergase übereinstimmen und geringe Abweichungen durch Korrektur der Parameter im Steuergerät auszugleichen (genauere Beschreibung s. Anhang F sowie Betriebshandbuch des λ-Meters [88]). Können die Spezifikationen nicht mehr erreicht werden oder zeigt die Sonde nach der Kalibrierung bei Überprüfung im Gerät eine Messwertdrift, so ist die Sonde zu ersetzen.

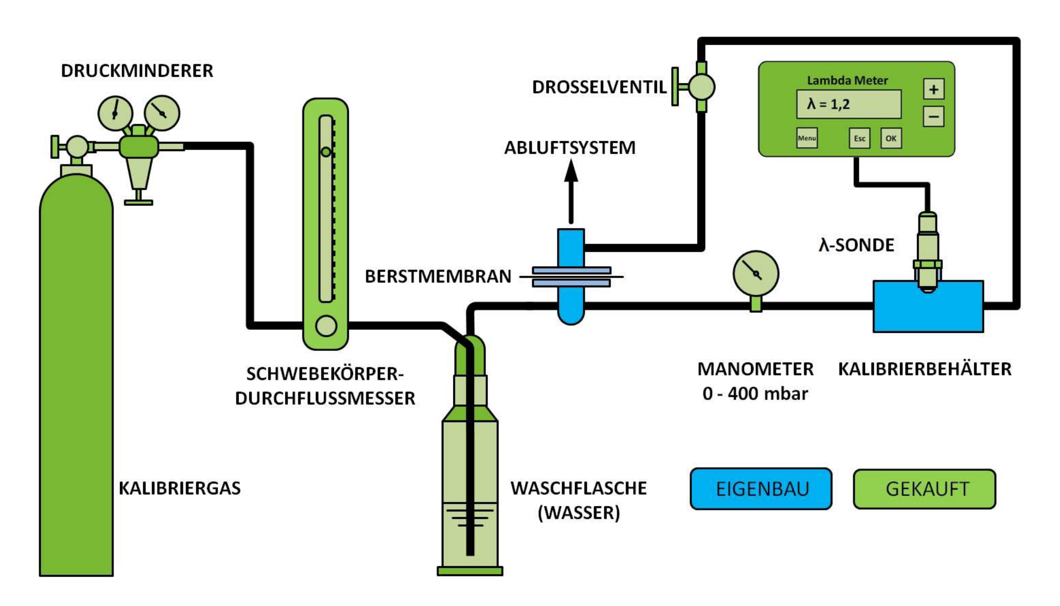


Abbildung 5.31: Aufbau des λ-Sonden-Kalibriergeräts

5.6.3 Abgasmessanlage

Bei der Abgasmessanlage handelt es sich um eine universelle Minimal-Abgasmessanlage der Firma Pierburg Messtechnik. Sie verfügt über Analysatoren zur Konzentrationsmessung der Abgasbestandteile Kohlenmonoxid CO, Kohlendioxid CO_2, Stickstoffmonoxid NO, Sauerstoff O_2 und Kohlenwasserstoffen HC [89].

Das zu analysierende Abgas wird aus dem Abgasrohr des optischen Motors entweder mit Hilfe eines schnellen Gasentnahmeventils zur getakteten Entnahme bei bestimmten Kurbelwinkeln oder kontinuierlich entnommen (s. Abschnitt 5.6.1). Anschließend gelangt das Abgas über ein elektrisch beheiztes Rohrsystem zum Abgasmessschrank, wobei durch einen Bypass zusätzlich die Möglichkeit besteht, einen beheizten Probenbehälter („Gasmaus“) für detailliertere Messungen, z.B. mit Hilfe eines Gaschromatographen, zu befüllen. Das Abgas wird vom Abgasmessschrank aktiv mit Hilfe der Messgaspumpe über die Messgasaufbereitungseinheit angesaugt und in der Aufbereitungseinheit gefiltert, abgekühlt und von Konden-

sat befreit. Anschließend gelangt es zu den einzelnen Analysatoren, deren Messprinzipien und Messbereiche detailliert in der Betriebsanleitung [90], der Wartungsanleitung [89] sowie in [91] beschrieben sind. Die Messgeräte verfügen zur Messwertausgabe sowohl über frontseitige Digitalanzeigen als auch über Analogausgänge (0−20 mA). Die Analogausgänge werden über ein gemeinsames Datenübertragungskabel zum IndiCom-Rechner geführt, dort über Messwiderständen (250 Ω) in Spannungssignale (0−5 V) umgewandelt und mit Hilfe des Indiziersystems erfasst.

Um genaue Messergebnisse zu erzielen, sollte die Abgasmessanlage in regelmäßigen Abständen, im Idealfall täglich vor Durchführung der Messungen, kalibriert werden. Hierzu muss das Kalibriergas anstelle der Abgasentnahmeleitung angeschlossen werden. Dies kann entweder direkt geschehen oder, für häufige Kalibrierung, zweckmäßigerweise durch ein Umschaltventil am Messgasanschluss des Abgasmessschranks. Der Betriebsüberdruck der Kalibriergase (wie auch des Abgases) darf hierbei max. 0,5 bar betragen und ist über einen Flaschendruckminderer entsprechend einzustellen. Zur Kalibrierung des CO/CO_2-Messgeräts kann z.B. das Gasgemisch „LambdAL A“ (Air Liquide, 3,5$\%_{Vol}$ CO, 14$\%_{Vol}$ CO_2, 0,2$\%_{Vol}$ Propan, Rest N_2) verwendet werden. Die Kalibrierung des Sauerstoffmessgeräts erfolgt mit synthetischer Luft und für den *Flammenionisationsdetektor* (FID) kommt eine Mischung von synthetischer Luft und Propan (Anteil 3870 ppm) zum Einsatz. Vor der Kalibrierung sowie vor der Durchführung von Messungen sollten die Messgeräte zunächst 2−3 Stunden warmlaufen, um eine Messwertdrift durch die Aufwärmung der Bauteile zu vermeiden. Sollten nach dem Aufwärmen noch Unterschiede zwischen den Messwerten und den für die Kalibriergase angegebenen Werten bestehen, müssen die Werte mit Hilfe der frontseitigen Potentiometer an den entsprechenden Messgeräten korrigiert werden.

Die Erfassung der Messwerte kann, bedingt durch die kontinuierliche Probenentnahme und den langen Übertragungsweg vom Motor zur Abgasmessanlage, nicht zyklusaufgelöst vorgenommen werden. Sofern der Motor kontinuierlich betrieben werden kann, wie z.B. in einigen HCCI-Betriebspunkten, kann die Zusammensetzung des Abgases nach einer gewissen Einschwingzeit entweder direkt abgelesen oder durch Mittelwertbildung über eine gewisse Anzahl von Messwerten bestimmt werden. Dieses einfache Vorgehen ist jedoch in den meisten Fällen beim optischen Motor nicht möglich, da der Motor meistens nur im Skip-Fire-Betrieb gefahren werden kann.

In Abbildung 5.32 ist exemplarisch der Verlauf der Messwerte für die Kohlenwasserstoffmessung der zur Charakterisierung der Kohlenwasserstoffemissionen aus den Brennraumspalten (s. Abschnitt 6.2.3) durchgeführten und bereits in Abschnitt 5.6.2 zur Charakterisierung der λ-Bestimmung vorgestellten Versuche mit Direkteinspritzung (Mehrlochinjektor, Ein-

spritzmenge = 22,3 mg/ES) dargestellt. Die Abbildung zeigt die Abgaskonzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) in Abhängigkeit der Zeit nach der ersten Einspritzung für verschiedene Einspritzzeitpunkte im Bereich von –320°KW bis –240°KW. Hierbei wurden jeweils 100 Einspritzungen bzw. gefeuerte Zyklen vorgenommen und der Nullpunkt der Zeitachse auf den Beginn des ersten gefeuerten Zyklus bezogen. Diese Zuordnung erfolgte im Anschluss an die Versuche, da die mit Hilfe der langsamen Datenerfassung aufgenommenen Messwerte nicht automatisch mit den Messwerten der schnellen Zylinderdruckmessung synchronisiert werden können (s. auch Abschnitt 5.2.2). Weitere Details zu den Einstellwerten des Motors und den Betriebsparametern der Versuche finden sich in Tabelle F.1.

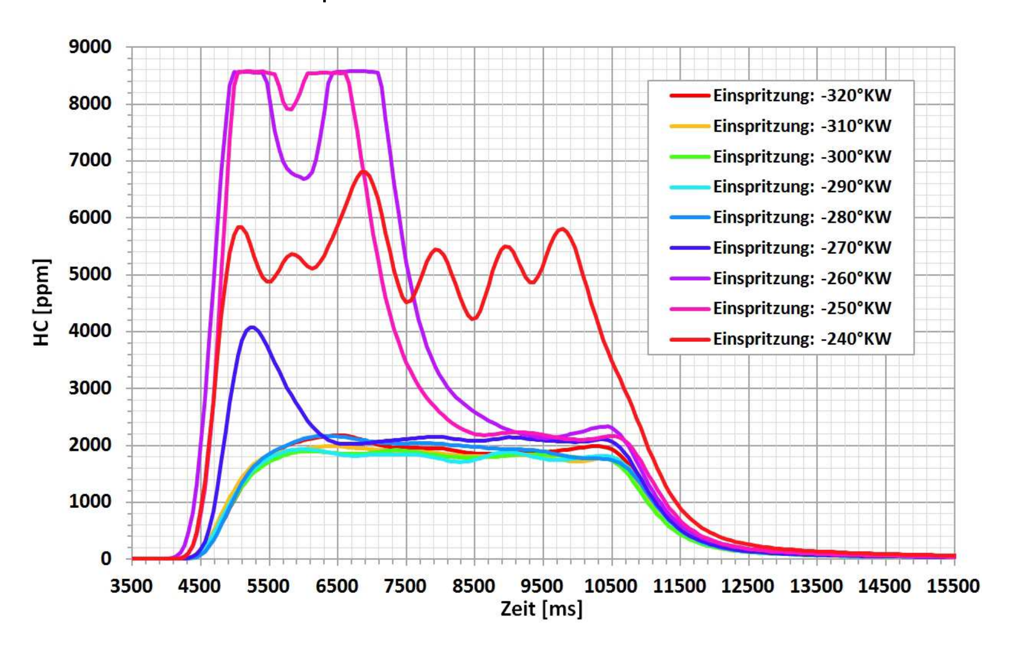


Abbildung 5.32: Signalverlauf der Kohlenwasserstoff-Abgasmessungen

Abbildung 5.32 zeigt hierbei zunächst, dass nach der ersten Zündung eine durch den Transport des Abgases vom Motor zum Abgasmessschrank verursachte Totzeit von etwa 4 s vorliegt, bis ein Anstieg des Signals zu beobachten ist. Weiterhin zeigt sich, dass für Einspritzzeitpunkte im Bereich von –320 bis –280°KW das Signal nach Beginn des gefeuerten Betriebs zunächst ansteigt, sich anschließend auf einem Niveau von etwa 2000 ppm stabilisiert, nach Ende des gefeuerten Betriebs (100 Zyklen) zunächst relativ steil abfällt und sodann flacher ausläuft. An diesem Verhalten zeigt sich deutlich, dass während und insbesondere nach der anfänglichen Totzeit zunächst eine Vermischung von Abgas und noch in der Messleitung und den Messgeräten vorhandener Luft stattfindet, bis bei Erreichen des konstanten Signalniveaus das gesamte System mit Abgas gefüllt ist. Der umgekehrte Effekt ergibt sich, sobald nach dem Ende des gefeuerten Betriebs das System nach und nach wieder mit Luft aus dem Abgassystem gefüllt wird, bis letztendlich alle verbrennungsbedingten Kohlenwasserstoffe aus dem Messsystem ausgetragen sind. Durch diese Mischungseffekte („Ver-

schmieren“) ist eine zyklusgenaue Zuordnung der Schadstoffkonzentrationen unmöglich. Eine weitere Schwierigkeit der Auswertung zeigt sich anhand der Signalverläufe für Einspritzzeitpunkte von –270 bis –240°KW, da bei diesen Versuchen nicht vom ersten Zyklus an eine stabile Verbrennung vorlag sondern durch Fehlzündungen zunächst einen sehr hohe Konzentration unverbrannter Kohlenwasserstoffe vorlag, die im Falle der Einspritzzeitpunkte von –260 und –250°KW sogar zu einer Messbereichsüberschreitung, erkennbar am flachen Verlauf der Kurven ab 8600 ppm, geführt hat. Daher ist vor der weiteren Auswertung immer ein Vergleich der Indizierdaten mit den Abgasmesswerten notwendig, um zeitliche Bereiche oder ganze Messungen auszuschließen, in denen eine Auswertung der Konzentrationsmessungen keine zuverlässigen Daten liefern kann.

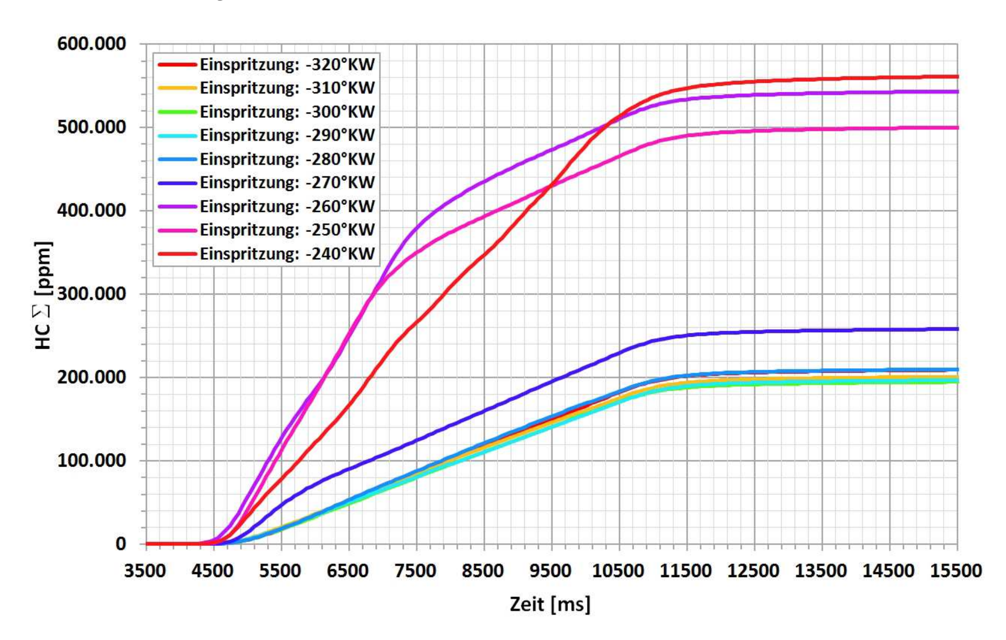


Abbildung 5.33: Integration der Kohlenwasserstoff-Signalverläufe

Zur weiteren Auswertung der Messergebnisse erfolgt die Integration bzw. das Aufsummieren der Messwerte wie in Abbildung 5.33 für die Messwerte aus Abbildung 5.32 gezeigt. Im Falle von Messungen, bei denen bereits in den ersten Zyklen eine stabile Verbrennung bzw. stabile Betriebsbedingungen vorliegen (hier für Einspritzzeitpunkte von –320 bis –280°KW) und somit von einer gleichbleibenden Emission von Kohlenwasserstoffen ausgegangen werden kann, wird der sich einstellende konstante Endwert der Integration verwendet und durch die Anzahl der gefeuerten Zyklen geteilt, um die pro Zyklus emittierte Menge an Kohlenwasserstoffen zu ermitteln. Für Messungen, bei denen nur zum Teil stabile Betriebsbedingungen vorliegen, wie z.B. für die Einspritzzeitpunkte von –270 bis –250°KW, müssen diese Zeitabschnitte mit der entsprechenden Anzahl an Zyklen verwendet werden um die Kohlenwasserstoffemissionen zu ermitteln. Analoge Auswertungen können auch auf die Messwerte der übrigen Abgasbestandteile angewendet werden, um deren mittlere Emissionswerte zu bestimmen.

6 Messungen

Ein in der aktuellen Forschung untersuchtes Verfahren zur Realisierung eines, über einen großen Lastbereich einsetzbaren, HCCI-Brennverfahrens besteht in der Verwendung einer geringen, in die Zwischenkompression eingespritzten, Kraftstoffmenge zur gezielten Erzeugung von Radikalen und Wärme, die zur Beeinflussung der Selbstzündung in der Hauptkompression und somit zur Steuerung der Verbrennung verwendet werden sollen. Da hierbei die Konzentration der in der ersten Zündung (Vorzündung, „Cool Flame Reaction“, s. Abschnitt 2.2.3) gebildeten Radikale von hoher Bedeutung für den Erfolg des Verfahrens ist [13, 15], besteht zur Weiterentwicklung und Erforschung des Verfahrens ein hohes Interesse an der Untersuchung eines entsprechenden Betriebszustandes mit Hilfe optischer Diagnoseverfahren. Aus diesem Grund wurde zunächst mit der Realisierung eines selbstzündenden Betriebspunktes (HCCI-Betriebspunkt) am optischen Motor begonnen. Dieser konnte nach verschiedenen Anpassungen der Motoreinstellungen und Erweiterungen der Prüfstandstechnik realisiert werden. Die hierzu notwendigen Arbeiten sowie Details zum HCCI-Betrieb werden in Abschnitt 6.1 näher erläutert. Der gefundene Betriebspunkt sollte im Anschluss charakterisiert und zur Erprobung endoskopischer Messtechniken verwendet werden. In diesem Zusammenhang kam insbesondere der Detektion von Formaldehyd (CH_2O) eine hohe Bedeutung zu, da diese insbesondere im Bereich der „kalten Flamme“, d.h. in der Vorzündung gebildet wird und daher als Indikator für das ablaufen solcher Reaktionen genutzt werden kann (s. Abschnitt 2.2.3). Im Vorfeld näherer Untersuchungen des HCCI-Betriebs wurden daher zunächst Versuche zur Detektion von CH_2O in einem fremdgezündeten Betriebspunkt durchgeführt, um Vergleichswerte für die nachfolgenden Untersuchungen zu erhalten und Erfahrung zur Detektion von Formaldehyd zu sammeln. Details zu diesen sowohl mit großflächigen optischen Zugängen als auch endoskopisch durchgeführten Untersuchungen finden sich in den Abschnitten 6.2.1 und 6.2.2. Anschließend erfolgte die in Abschnitt 6.2.3 geschilderte Untersuchung des HCCI-Betriebs. Diese wurden endoskopisch durchgeführt, da sich in den Voruntersuchungen gezeigt hatte, dass die im HCCI-Betrieb auftretenden Druckgradienten und Spitzendrücke eine unzulässig hohe Belastung für die großflächigen optischen Zugänge darstellen. Abschließend wurden vergleichende Untersuchungen mit Endoskopen und großflächigen optischen Zugängen zur Sprayausbreitung bei verschiedenen Zylinderdrücken und Temperaturen durchgeführt, um das Einspritzverhalten der A-Düse für zukünftige Untersuchungen zu charakterisieren und einen direkten Vergleich zwischen endoskopischen Messungen und Messungen mit großflächigen optischen Zugängen zu ermöglichen. Diese Messungen werden in Abschnitt 6.3 näher erläutert.

6.1 Versuche zum HCCI-Betrieb

6.1.1 Versuche zum HCCI-Betrieb des optischen Motors

Da für die Entwicklung moderner Verbrennungsmotoren eine selbstzündende Betriebsweise (HCCI-Betrieb) von hohem Interesse ist (s. Abschnitt 2.2.3), wurden Versuche durchgeführt, um Selbstzündbetrieb im optischen Motor zu realisieren und optisch untersuchen zu können. Dies stellt eine besondere Herausforderung dar, da sich durch das verhältnismäßig geringe Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 10:1$ beim optischen Motor im Laufe der Kompression nur relativ geringe Verdichtungsendtemperaturen einstellen, wodurch die Selbstzündung der Mischungen erschwert wird. Hier sind, je nach Konfiguration und Betriebsweise des verwendeten Motors, typischerweise Verdichtungsverhältnisse von $\varepsilon \sim 12–20$ erforderlich [14], also Werte, die zwischen den typischen Werten für Otto- und Dieselmotoren liegen (s. Abschnitt 2.2).

Da für die geplanten Untersuchungen zur Vorzündung (s. Kapitel 6.2) neben der Hauptkompression am ZOT auch eine Zwischenkompression am LOT erforderlich ist, wurde diese von Anfang an in die Versuche zur Realisierung des HCCI-Betriebs einbezogen. Die Einstellung der Zwischenkompression erfolgte, wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, über eine Vergrößerung der Einlass- und Auslassspreizung, d.h. die Vergrößerung der Abstände zwischen LOT und den Ventilhubmaxima der Einlass und Auslassventile. Durch diese Maßnahme kann das Abgas nicht vollständig ausgeschoben werden und der verbleibende Teil wird im Bereich des LOT zunächst verdichtet und anschließend wieder expandiert. Neben der Notwendigkeit zur Einstellung der Zwischenkompression als wichtigem Bestandteil des zu untersuchenden Verfahrens bietet diese zudem den Vorteil, dass durch die Zurückhaltung eines Teils des heißen Abgases im Zylinder („interne AGR“) und anschließende Vermischung dieses Gases mit frischer Ansaugluft die Temperatur der Zylinderfüllung und somit die Temperaturen während der Hauptkompression erhöht werden können, wodurch die Selbstzündung des Gemisches beeinflusst werden kann. Sie ist daher auch erforderlich, um die durch das relativ geringe Verdichtungsverhältnis hervorgerufene und daher für die Selbstzündung nicht ausreichende Temperaturerhöhung durch die Kompression (s.o.) zu kompensieren.

Ein für die geplanten HCCI-Untersuchungen geeigneter Betriebspunkt sollte durch einen Betrieb ohne zusätzliche, unterstützende Funkenzündung möglich, d.h. allein durch erreichen der zur Einleitung der Zündung erforderlichen Druck und Temperaturbedingungen in der Mischung charakterisiert sein. Zur erfolgreichen Umsetzung eines solchen HCCI-Betriebs waren zahlreiche Zwischenschritte und z.T. auch Erweiterungen der Prüfstandstechnik erforderlich. Diese Schritte basierten immer auf den in den vorherigen Versu-

chen gewonnenen Erkenntnissen, so dass im Folgenden die wichtigsten Zwischenstufen sowie die aus den jeweiligen Versuchsreihen gewonnenen Erkenntnisse bis zur abschließenden Realisierung eines HCCI-Betriebspunktes dargestellt werden sollen. Die wichtigsten Betriebsparameter und deren Variationen im Verlauf dieser Versuche sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Vorgehen und Parameter zur Realisierung des HCCI-Betriebs im optischen Motor.

Versuchsreihe	1	➔	2	➔	3
Drehzahl [min^{-1}]	1200	Keine Änderung	1200	Bel. Drehzahl durch neue Messtechnik möglich	2000
Kühlwassertemperatur [°C]	60	Verringerung der Wandwärmeverluste	80	Keine Änderung	80
Einlassspreizung [°KW]	120 bis 140	Bestes Betriebsverhalten bei 130°KW ES	130	Erhöhung der ZK bzw. der internen AGR	150
Auslassspreizung [°KW]	125 bis 170	Bestes Betriebsverhalten bei 150°KW AS	150	Erhöhung der ZK bzw. der internen AGR	160
Einlassventilhub [mm]	3,5	Verbesserung der Durchmischung beim Einströmen	1,0 bis 3,5	Bestes Betriebsverhalten bei 1,6 mm Hub	1,6
Drosselklappe [%]	3 bis 30	Verbesserung der Durchmischung beim Einströmen	20 bis 30	Erhöhung der Ansaugluftmenge	60
Ansaugtemperatur [°C]	~24°C	Keine Änderung	~24°C	Erhöhung der Ansauglufttemperatur	80
Einspritzzeitpunkt [°KW]	–240	Keine Änderung	–240	Verbesserung der Durchmischung beim Einströmen	–320
Einspritzmenge [mg/ES]	13,3 bis 17,4	Notwendig zur Einstellung von λ	11,6 bis 14,1	Notwendig zur Einstellung von λ	10,3
Luftverhältnis λ [–]	1,10 bis 1,26	$\lambda \approx 1{,}15$ angest. für moderate Druckanstiegsrate	1,15	Bestes Betriebsverhalten bei $\lambda \approx 1{,}15$	1,14
Fremdzündzeitpunkt [°KW]	–50 bis –40	Keine Änderung	–50 bis –40	Keine Fremdzündung mehr nötig	Selbstzündung

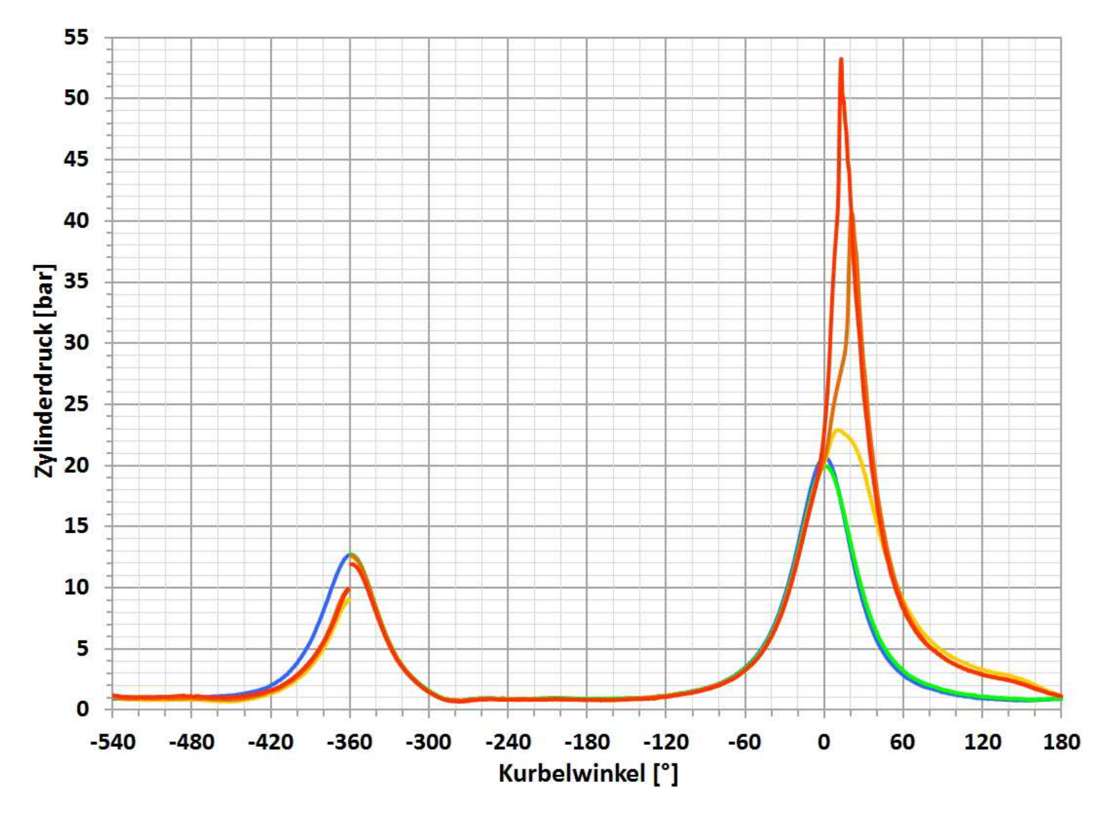
6.1.2 Variation der Betriebsparameter und Anpassungen des Prüfstands

Die ersten Versuche zur Realisierung eines Selbstzündbetriebspunktes wurden mit einer Drehzahl von 1200 min^{-1} durchgeführt, da sich hierbei bei einem Triggersignal pro Zyklus die

für den Betrieb von Nd-YAG-Lasern typische Auslegungs-Wiederholrate von 10 Hz einstellt. Die Versuche wurden mit einer Einlassspreizung von 120°KW und einer Auslassspreizung von 125°KW begonnen. Um die Zwischenkompression und die hiermit verbundene Abgasrückführrate (AGR) sowie die Temperatur in der Hauptkompression zu steigern, wurde im Laufe der Versuche die Einlassspreizung auf 140°KW und die Auslassspreizung auf 170°KW erhöht. Die Einspritzung wurde in allen Fällen noch in der Ansaugphase bei –240°KW vorgenommen, um eine gute Homogenisierung von Kraftstoff, Luft und Abgas zu erreichen. Als Kraftstoff kam PRF70 zum Einsatz, wobei durch Messung mit der λ-Sonde versucht wurde, ein konstantes, leicht mageres Luftverhältnis von $\lambda = 1{,}2$ bei allen Versuchen beizubehalten. Da ein erster Probelauf zeigte, dass ohne Zündfunkenunterstützung bei kaltem Motor, d.h. ohne vorherige Verbrennung, keine Selbstzündung eintrat, wurden alle Betriebspunkte zunächst mit Fremdzündung gestartet um den Motor aufzuwärmen und heißes Abgas für die Zwischenkompression bzw. den nächsten Zyklus zur Verfügung zu stellen. Je nach Betriebsverhalten wurde daher ein Zündzeitpunkt zwischen –50°KW und –40°KW gewählt um die Schwerpunktslage (50%-Umsatzpunkt) der Verbrennung auf einen Wert zwischen 7°KW und 10°KW nach ZOT einzustellen. Alle Versuche wurden zunächst mit Stahldummys anstelle der Glasbauteile durchgeführt, um das Zerstörungsrisiko durch unbekannte Betriebszustände möglichst gering zu halten.

Die Versuche zeigten zunächst, dass es insbesondere in den ersten gefeuerten Zyklen zu gefährlichen Druckanstiegsraten und Spitzendrücken kommen kann. Hierbei ging aus den aufgenommenen Druckverläufen hervor, dass im ersten Zyklus, in dem eine Einspritzung vorgenommen wird, noch keine Verbrennung eintritt. Im nächsten Zyklus erfolgt jedoch stets eine Verbrennung mit hohem Spitzendruck (bis zu 60 bar) und sehr schnellem Druckanstieg (7−8 bar/°KW), wohingegen ab dem darauffolgenden Zyklus eine Verbrennung mit normalen Spitzendrücken (bis ca. 35 bar) und Druckanstiegsraten (1−2 bar/°KW) vorlag. Durch eine daraufhin durchgeführte Variation der Einspritzmenge ließ sich weiterhin feststellen, dass dieses Verhalten sich mit zunehmender Anfettung verschlechterte, wie aus der Zusammenstellung von Druckverläufen für drei verschiedene Einspritzmengen in Abbildung 6.1 hervorgeht. Die in Abbildung 6.1 ebenfalls angegebenen Werte für λ wurden mit Hilfe der λ-Sonde ermittelt, sobald sich eine stabile Verbrennung eingestellt hatte. Aufgrund dieser Beobachtungen wurde geschlossen, dass die Zündwilligkeit der Mischung bei kaltem Motor und der gewählten Einspritzmenge nicht hoch genug ist, um im ersten gefeuerten Zyklus zur Zündung der Mischung zu führen. Hierdurch wird ein Teil des unverbrannten Kraftstoffs durch die interne AGR in den nächsten Zyklus übertragen und die Mischung so unbeabsichtigt angefettet. Auch ist von einer teilweisen Vorreaktion des so übertragenen Kraftstoffanteils in der Zwischenkompression auszugehen (s. auch Abschnitt 6.2.3), die zusammen mit der An-

fettung im zweiten gefeuerten Zyklus zwar zur Zündung führt, jedoch mit sehr hohen Druckanstiegsraten und Spitzendrücken. Da durch diese Verbrennung nun heißes Abgas für den nächsten Zyklus zur Verfügung steht, steigt die Temperatur zum Zündzeitpunkt, so dass ab dem dritten Zyklus die Verbrennung normal ablaufen kann.



Druckverlauf:	Einspritz-menge [mg/ES]	λ (Stationär)	Max. Druckan-stieg [bar/°KW]
Letzter geschleppter Zyklus	-	-	-
Erster gefeuerter Zyklus	13,3/14,8/17,4	1,26/1,15/1,10	Keine Zündung
Zweiter gefeuerter Zyklus	13,3	1,26	0,6
Zweiter gefeuerter Zyklus	14,8	1,15	4,2
Zweiter gefeuerter Zyklus	17,4	1,10	7,1

Abbildung 6.1: Zyklenabfolge der ersten HCCI-Versuchsreihe mit extremen Druckanstiegsraten beim Anfahren der Verbrennung

Da die zu Beginn der Verbrennung im zweiten Zyklus auftretenden hohen Druckgradienten bei Betrieb mit Glasbauteilen unweigerlich zu deren Zerstörung führen würden, wurde für die weiteren Versuche der ersten Versuchsreihe ein Betrieb bei $\lambda \approx 1{,}2$ angestrebt, was in etwa einer Einspritzmenge von 14 mg/Zyklus entspricht und eine nicht zu hohe Druckanstiegsrate erwarten ließ, wie aus Abbildung 6.1 hervorgeht. Als Grenzwert wurde hierbei ein Wert von etwa 3−4 bar/°KW angestrebt, der sowohl anhand der Literatur [92] als auch der vorausge-

gangenen Erfahrungen mit konventionellen, fremdgezündeten Betriebspunkten als noch vertretbar in Bezug auf die mechanische Belastung des Motors sowie der später einzusetzenden Glasbauteile angesehen wurde.

Bei den mit diesen Einstellungen durchgeführten weiteren Versuchen der ersten Versuchsreihe zeigte sich in den auf den Start der Verbrennung folgenden Zyklen, dass sich der Verbrennungsschwerpunkt im Verlauf von etwa 100 Zyklen zunehmend zu früheren °KW verlagerte und zunehmende Druckanstiegsraten sowie erste Anzeichen von klopfender Verbrennung (typischer „gezackter“ Druckverlauf nach ZOT, S. auch Abschnitt 2.1) zu beobachten waren. Ausgehend von diesen ersten Zeichen einer einsetzenden Selbstzündung neben der noch aktiven, unterstützenden Fremdzündung wurde versucht, durch Verlagerung des Zündzeitpunktes zu späteren °KW sowie Abmagerung des Gemisches durch verringern der Einspritzmenge, den Verbrennungsschwerpunkt im Bereich von 7 bis 10°KW zu stabilisieren. Dies gelang jedoch nicht, da entweder aufgrund der Abmagerung die Anzahl von Zündaussetzern stark zunahm und so letztendlich zum Verlöschen der Verbrennung führte oder mit zunehmender Verlagerung des Fremdzündzeitpunktes zu späten °KW ebenfalls Zündaussetzer auftraten und keine Verbrennung mehr möglich war. Hierbei reichte in den meisten Fällen bereits eine Fehlzündung aus, um die Verbrennung zum Erliegen zu bringen. In einigen Fällen kam es auch zu erneuten extremen Verbrennungen im auf den Zündaussetzer folgenden Zyklus aufgrund der bereits für den Startvorgang beschriebenen Phänomene, allerdings ohne dass sich die Verbrennung in den darauffolgenden Zyklen wieder stabilisierte. Zwar konnte mit Hilfe einer Erhöhung der Zwischenkompression durch schrittweises Vergrößern der Einlassspreizung auf 140°KW und der Auslassspreizung auf 170°KW diesem Verhalten noch etwas entgegengewirkt werden, jedoch war ein reiner Selbstzündbetrieb, d.h. Betrieb ohne Zündfunkenunterstützung nicht möglich. Als weiteres Problem zeigte sich neben der Instabilität dieser Betriebszustände eine starke Verschmutzung des Brennraumes durch einen öligen Niederschlag, der wahrscheinlich durch unvollständige Reaktion der Kraftstoffbestandteile unter erhöhten Druck- und Temperaturbedingungen gebildet wird. Insgesamt erwiesen sich diese ersten Betriebspunkte noch nicht als geeignet für den Selbstzündbetrieb des optischen Motors. Ursächlich für dieses Betriebsverhalten war vermutlich eine noch nicht ausreichende Aufheizung der Mischung im Verlauf der Kompression, da sich das Betriebsverhalten durch erhöhen des AGR-Anteils verbessern ließ. Die aufgetretenen Verschmutzungen ließen darauf schließen, dass keine vollständige Reaktion stattfand, was auf unzureichende Durchmischung von Kraftstoff und Luft oder zu geringe Temperaturen in einigen Bereichen der Zylinderfüllung mit daraus resultierendem schlechten Ausbrand zurückzuführen sein kann.

In der nächsten Versuchsreihe wurden auf Basis der Erkenntnisse der ersten Versuchsreihe daher die in Bezug auf einen geringen Anteil von Zündaussetzern und noch vertretbare Druckanstiegsraten (max. 4 bar/°KW) nach Einsetzen der Verbrennung vielversprechendsten Einstellungen als Grundlage gewählt. Auch diese Versuchsreihe wurde bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} durchgeführt. Die Einlassspreizung wurde hierbei auf einen für alle Versuche der Versuchsreihe konstanten Wert von 130°KW und die Auslassspreizung auf 150°KW festgelegt. Hierbei kamen nicht die höchsten Werte der vorhergehenden Versuchsreihe zum Einsatz, da mit diesen zwar die weiteste Spätverlagerung des Zündzeitpunktes der Fremdzündung erreicht werden konnte, jedoch im Anschluss an Zündaussetzer auch sehr hohe Druckanstiegsraten (>4 bar/°KW) bei Zündung im nächsten Zyklus auftraten. Um Druck und Temperatur in der Hauptkompression zu steigern, wurde der Motor durch Öffnen der Drosselklappe entdrosselt und die Drosselklappenposition zwischen 20 und 30% variiert. Außerdem wurde die Kühlwassertemperatur von ursprünglich 60°C in der ersten Versuchsreihe auf 80°C erhöht, um Wandwärmeverluste zu verringern. Zur Verbesserung der Durchmischung von Brennstoff, Ansaugluft und Abgas wurde der Einlassventilhub zwischen 1,0 und 3,5 mm variiert, mit dem Ziel, in Verbindung mit der Entdrosselung durch die Drosselklappe höhere Einströmgeschwindigkeiten und hierdurch eine stärkere turbulente Durchmischung zu erzielen. Für das Luftverhältnis wurde in allen Versuchen ein Wert von λ = 1,15 angestrebt. In allen Fällen wurde der Betrieb mit Zündfunkenunterstützung zwischen –50 und –40°KW begonnen, um den Motor zunächst auf Temperatur zu bringen und heißes Abgas für die interne AGR bereitzustellen.

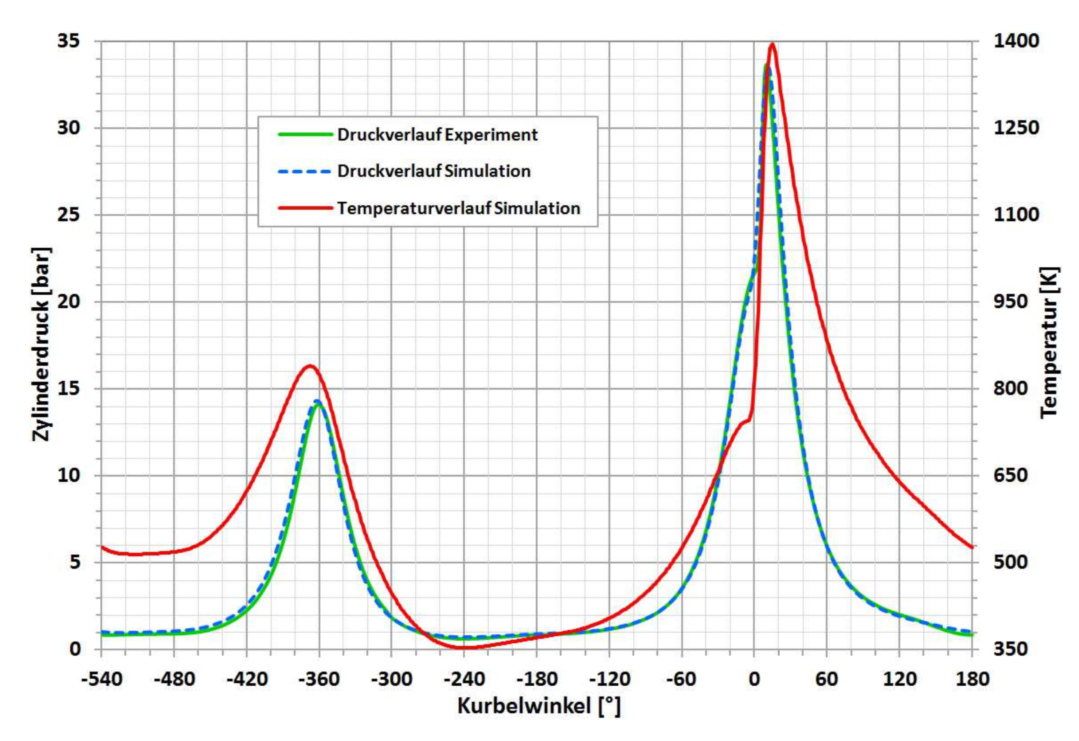
Für die verschiedenen Kombinationen von Drosselklappenstellung und Einlassventilhub wurde nach Start des Motors mit Fremdzündung versucht, den Fremd-Zündzeitpunkt (ZZP) nach und nach zu späteren Kurbelwinkeln zu verschieben, mit dem Ziel, die Fremdzündung letztendlich auszuschalten zu können, sobald der Motor sich im Selbstzündbetrieb befindet. Obwohl bei einigen Betriebspunkten, insbesondere bei 30% Drosselklappenöffnung und Einlassventilhüben zwischen 1,2 und 1,6 mm, mit Zündfunkenunterstützung eine deutlich stabilere Verbrennung und eine weitere Verlagerung des ZZP zu späten Kurbelwinkeln als in der ersten Versuchsreihe erzielt werden konnte, gelang es nicht, die Zündfunkenunterstützung auszuschalten, ohne dass die Verbrennung mehr oder weniger augenblicklich aussetzte. Da die Verschmutzungen im Brennraum in dieser Versuchsreihe deutlich geringer ausfielen und das Betriebsverhalten bei einigen Betriebspunkten mit höherer Ansaugluftmenge deutlich verbessert war, wurde gefolgert, dass durch die Erhöhung der Ansaugluftmenge, die Erhöhung der Kühlwassertemperatur und der Verwendung einer recht hohen Zwischenkompression sowohl die Zündfähigkeit als auch die Gemischaufbereitung deutlich verbessert werden

konnten, aber immer noch nicht ausreichend waren um den HCCI-Betrieb ohne Zündfunkenunterstützung zu realisieren.

In der dritten Versuchsreihe wurde daher der Ansatz verfolgt, die Temperatur der Ladung sowie ihre Durchmischung weiter zu steigern um Bedingungen für die Selbstzündung und einen guten Ausbrand zu erzeugen. Einen wichtigen Beitrag zu diesem Ziel leistete die Möglichkeit, die Drehzahl von 1200 auf 2000 min^{-1} zu erhöhen. Diese Möglichkeit ergab sich durch neu zur Verfügung stehende Messtechnik (LaVision Imager-Intense-Kamera mit PTU-Triggereinheit). Durch diese Ausrüstungsergänzung war es nicht mehr nötig, die Motordrehzahl als ein Vielfaches der optimalen Triggerfrequenz des Lasers von 10 Hz zu wählen. Stattdessen kann durch die Kamerasoftware und die PTU-Triggereinheit die Triggerung des Lasers durch Vorgabe eines Toleranzbereichs für die Lasertriggerfrequenz (10±0,5 Hz) von der durch den Motor gelieferten Triggerfrequenz in einem gewissen Drehzahlband entkoppelt werden. Zwar sinkt hierbei die Aufnahmefrequenz, jedoch ist eine wesentlich freiere Wahl der Betriebsbedingungen möglich. Durch die Drehzahlerhöhung können prinzipiell die Wandwärmeverluste während der Kompression, aufgrund der geringeren für die Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden Zeit, verringert werden. Zwar erhöht sich auch der Wärmeübergangskoeffizient durch höhere Strömungsgeschwindigkeiten und die höheren Gastemperaturen, jedoch kann in dem verhältnismäßig geringen für den optischen Motor genutzten Drehzahlbereich davon ausgegangen werden, dass sich Drehzahlerhöhungen sowie eine Erhöhung der Last positiv auf den relativen Wärmeverlust auswirken und so zu einer Verbesserung des Selbstzündverhaltens beitragen [5, 16]. Weiterhin wurde zur Erhöhung des Temperaturniveaus während der Kompression eine elektrische Ansaugluftvorwärmung installiert (s. Abschnitt 5.5.5) sowie die Menge des zurückgehaltenen Abgases nochmals durch Erhöhung der Zwischenkompression vergrößert, indem die Einlassspreizung auf 150°KW und die Auslassspreizung auf 160°KW erhöht wurde. Auch wurde der Einspritzzeitpunkt auf –320°KW verlegt, um durch die frühere Einspritzung eine weiter verbesserte Homogenisierung, auch durch Ausnutzung der starken Turbulenz während des Einströmvorgangs, zu erzielen. Außerdem kann durch die Einspritzung in der Ansaugphase die angesaugte Luftmenge erhöht und so der Liefergrad verbessert werden, da durch die Verdampfung des Kraftstoffs Druck und Temperatur im Brennraum sinken, wodurch sich das Druckgefälle an den Einlassventilen erhöht und so letztendlich eine höhere Luftmenge angesaugt wird [3, 93].

Durch diese Maßnahmen konnte ein reiner Selbstzündbetrieb realisiert werden. Um diesen anzufahren, musste der Motor wie in den vorhergehenden Versuchsreihen zunächst mit Zündfunkenunterstützung, erhöhter Luftmenge und erhöhter Kraftstoffmenge betrieben werden um eine stabile Verbrennung zu erzielen. Anschließend konnte der Fremd-

Zündzeitpunkt innerhalb von ca. 5 min nach spät verlagert werden, wobei klopfende Verbrennung durch gleichzeitige, kontinuierliche Verringerung der Kraftstoff- und Luftmenge verhindert werden musste, bis der Motor schließlich in den Selbstzündbetrieb überging. Dieser war dadurch charakterisiert, dass die Fremd-Zündung ausgeschaltet werden konnte ohne dass ein Einfluss auf das Brennverhalten zu beobachten war. Aus Sicherheitsgründen wurde die Zündung jedoch mit spätem ZZP weiter betrieben (Zündzeitpunkt 30°KW) um eventuelle Zündaussetzer abfangen und so die Übertragung großer Mengen unverbrannten Kraftstoffs, mit den für die erste Versuchsreihe genannten Folgen, zu vermeiden. Mit diesen Einstellungen konnte der Motor bis zu 15 min im HCCI-Betrieb gefahren werden, abhängig davon, wann der Betrieb in Folge einer zufällig auftretenden Fehlzündung abgebrochen werden musste. Ein beispielhafter Druckverlauf dieses Betriebszustands ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Die zugehörigen Betriebsparameter sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst



Druckverlauf:	Ansaugluft-menge [g/min]	Einspritz-menge [mg/ES]	λ	AGR-Rate [%]	p_{mi} [bar]
Experiment	178	10,3	1,14	-	2,11
Simulation	176	10,3	1,18	60,4	2,09

Abbildung 6.2: Beispielhafter Druckverlauf des reinen HCCI-Betriebs ohne Zündfunkenunterstützung und Simulationsergebnisse für Druckverlauf und Brennraumtemperatur sowie Vergleich wichtiger Parameter des Experiments und der 1D-Simulation

Mit Hilfe der gewonnenen Messdaten wurde am *Institut für Kolbenmaschinen* (IFKM) der Universität Karlsruhe anschließend eine 1D-Simulation des Betriebspunkts durchgeführt um

weitere nicht direkt messbare Parameter, wie z.B. AGR-Rate und Brennraumtemperatur, zu ermitteln. Die Simulationsergebnisse dieser Parameter sowie wichtiger anderer Betriebsparameter sind in Abbildung 6.2 zusammengefasst und den zugrundeliegenden Messwerten gegenübergestellt. Der mit Hilfe der Simulation ermittelte Temperaturverlauf ist ebenfalls in Abbildung 6.2 dargestellt.

Tabelle 6.2: Betriebsparameter des reinen HCCI-Betriebs

Parameter		Wert
Drehzahl	[min^{-1}]	2000
Kühlwassertemperatur	[°C]	80
Einlassspreizung	[°KW]	150
Auslassspreizung	[°KW]	160
Einlassventilhub	[mm]	1,6
Drosselklappenstellung	[%]	60
Ansaugtemperatur	[°C]	80
Ansaugluftmenge	[mg/Zyklus]	178
Einspritzzeitpunkt	[°KW]	–320
Einspritzmenge	[mg/ES]	10,3
Luftverhältnis λ	[–]	1,14
Fremdzündzeitpunkt	[°KW]	Selbstzündung
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	2,1
50%-Umsatzpunkt	[°KW]	6,4
Abgastemperatur	[°C]	260
AGR-Rate	[%]	60,4

Durch die hohe interne AGR-Rate (ca. 60%) dieses Betriebszustandes konnte die Abgastemperatur mit ca. 260°C so niedrig gehalten werden (maximal zulässig sind 350°C), dass, im Gegensatz zu Betriebspunkten mit geringen AGR-Raten, ein kontinuierlicher Betrieb prinzipiell möglich wurde. Leider zeigte sich jedoch, dass der Betriebspunkt nicht ohne ständige, geringfügige Anpassungen der Ansaugluftmenge gehalten werden konnte, wobei die Anpassung der Ansaugluftmenge mit Hilfe des Einlassventilhubs vorgenommen wurde, da sich zeigte, dass sich so die Luftmenge wesentlich feiner regeln ließ als über die Drosselklappe. Ohne diese Anpassungen trat entweder Klopfen auf, oder die Lage des Verbrennungsschwerpunkts verlagerte sich kontinuierlich zu späteren Kurbelwinkeln, bis es schließlich zu

Zündaussetzern und damit zum Erliegen des HCCI-Betriebs kam. Als Ursache hierfür konnten geringe Schwankungen des Umgebungsdrucks in der Motorenkabine, z.B. verursacht durch das Öffnen und Schließen von Labortüren, vermutet werden. Aufgrund dieses noch nicht vollständig beherrschbaren Betriebsverhaltens wurde zunächst auf den Einbau und Test der Glasbauteile unter HCCI-Bedingungen verzichtet. Stattdessen wurden optische Messungen im HCCI-Betrieb mit Hilfe des Endoskoprings durchgeführt (s. Abschnitt 6.2.3), da die kleinen optischen Zugänge der Endoskope verhältnismäßig unempfindlich gegen hohe Druckgradienten sind.

6.1.3 Weitere Stabilisierung des HCCI-Betriebs durch Modifikationen an Motor und Betriebsbedingungen

Um die Schwankungen des Ansaugdrucks zu verhindern, wurde die in Abschnitt 5.5.1 bereits beschriebene Ansaugluftregelung entwickelt, die durch einen Verdichter und ein geregeltes Abblaseventil einen konstanten Ansaugdruck, einige Millibar über dem Umgebungsdruck, zur Verfügung stellt, um so den gefundenen HCCI-Betriebspunkt zu stabilisieren. Des Weiteren sollte sich mit Hilfe dieser Regelung, die einen Ansaugüberdruck von bis zu 200 mbar zulässt, der HCCI-Betriebsbereich erweitern lassen, da durch einen erhöhten Ansaugdruck höhere Kompressionsenddrücke möglich sind, was wiederum eine Verringerung der AGR-Rate zulässt. Dies ist jedoch noch nicht erprobt worden. Die Regelung erwies sich im Rahmen anderer, nachfolgender Projekte als äußerst hilfreich, da in Kombination mit der Ansaugluftvorwärmung eine genaue Kontrolle des Ansaugluftzustands ermöglicht wird. Für zukünftige Messungen im HCCI-Betrieb sollte daher zunächst der nutzbare Betriebsbereich durch systematische Variation von Ansaugdruck, Ansaugtemperatur, AGR-Rate und λ im Betrieb mit Stahldummys ermittelt werden, und anschließend in einem möglichst stabilen Betriebspunkt durch Wechsel auf Glasbauteile deren Einfluss auf den Betrieb ermittelt werden. Abschließend kann so ein sicherer Betriebsbereich für die Verwendung der Glasbauteile ermittelt und für Messungen verwendet werden.

6.2 Messungen in der Vorzündung

Da wie bereits zu Beginn des Kapitels als auch in Abschnitt 2.2.3 beschrieben ein vielversprechender Ansatz zur Umsetzung eines über einen großen Lastbereich einsetzbaren HCCI-Brennverfahrens in der Verwendung einer geringen, in die Zwischenkompression eingespritzten Kraftstoffmenge zur gezielten Erzeugung von Radikalen und Wärme über die „Cool Flame Reaction“ (s. Abschnitt 2.2.3) besteht, sind Methoden zur Messtechnischen Erfassung dieser Spezies von hohem Interesse für die Untersuchung entsprechender Brennverfahren. Leider lassen sich nur wenige dieser Spezies durch Fluoreszenzmessungen er-

fassen, wie z.B. Formaldehyd (CH_2O). Dieses kann als Indikator für das Ablaufen der Radikalbildung und zur Beurteilung des Erfolgs von Verfahrensänderungen verwendet werden [64].

Daher wurden am optischen Motor zunächst Untersuchungen mit großflächiger Optik bei konventioneller Verbrennung vorgenommen, um Erfahrungen in der Messung von CH_2O mittels LIF und den zu erwartenden Signalintensitäten zu sammeln. Anschließend sollte die Eignung der endoskopischen Messtechnik für diese Messungen untersucht, sowie ihre Verwendbarkeit für den HCCI-Betrieb erprobt werden um den Einsatz in einem Vollmotor vorzubereiten. Hierzu wurden die Endoskope zunächst unter den selben Betriebsbedingungen erprobt, die bereits für die Untersuchungen mittels großflächiger Optik zum Einsatz kamen. Die hierbei gesammelten Erfahrungen flossen in nachfolgende Verbesserungen der endoskopischen Messtechnik ein, die anschließend wiederum an einem HCCI-Betriebspunkt weiter erprobt wurde. In den folgenden Abschnitten sollen die Ziele, das Vorgehen und die Ergebnisse dieser einzelnen Schritte näher erläutert und die Ergebnisse präsentiert werden.

6.2.1 Horizontaler Lichtschnitt

Zur Untersuchung der Entstehung und des Abbaus von Formaldehyd im Laufe eines Arbeitsspiels wurden LIF-Messungen zum qualitativen Nachweis von CH_2O mit dem Ziel durchgeführt, generelle Erfahrungen zur Messung von Formaldehyd unter motorischen Bedingungen zu sammeln und die späteren Erprobung der endoskopischen Messtechnik vorzubereiten.

Für diese Untersuchungen kam zur Anregung ein Frequenz-verdreifachter Nd:YAG-Laser (BMI AL.152 C) mit einer Wellenlänge von 355 nm und einer Pulsenergie von 40 mJ/Puls zum Einsatz, dessen Strahl mit Hilfe einer Teleskopoptik zu einem parallelen Lichtschnitt geformt und durch den Glasring horizontal in den Brennraum des optischen Motors eingekoppelt wurde. Dieser Lichtschnitt besaß eine Dicke von ca. 1 mm bei einer Breite von 28 mm und verlief 2 mm unterhalb der Zündkerze durch die Mitte des Brennraums. Sein Verlauf ist in Abbildung 6.3 anhand einer Streulichtaufnahme (ohne Filter) des Brennraumdachs dargestellt.

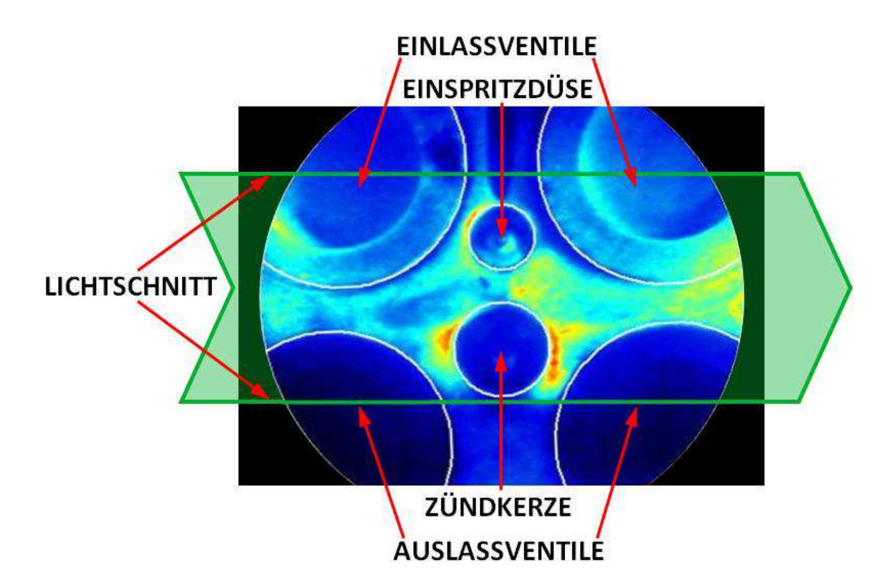


Abbildung 6.3: Lage des horizontalen Lichtschnitts und Positionen von Einlass sowie Auslassventilen, der Zündkerze und der Einspritzdüse gezeigt anhand einer Streulichtaufnahme des Brennraumdachs durch das Kolbenfenster

Die Erfassung der CH_2O-Fluoreszenz erfolgte, wie in Abbildung 6.3 dargestellt, durch das Kolbenfenster. Hierbei wurde das im Brennraum emittierte Fluoreszenzsignal zunächst über den in der Kolbenverlängerung angeordneten Spiegel (UV-optimierter Aluminium Spiegel, Edmund Optics, Typ Y43-579) umgelenkt und durch einen Bandpassfilter für 435 nm (Bandbreite ±17,5 nm) gefiltert, um Laserstreulicht und Flammeneigenleuchten weitestgehend zu unterdrücken. Die Erfassung des gefilterten Signals erfolgte anschließend mit Hilfe eines UV-Objektivs (UV-Nikkor, *f* = 105mm, *f*/4.5) und einer bildverstärkten CCD-Kamera (LaVision Flame Star 2). Anregungs- und Detektionswellenlängenbereich sind in Abbildung 6.4 anhand des Absorptions- und Emissionsspektrums von CH_2O dargestellt.

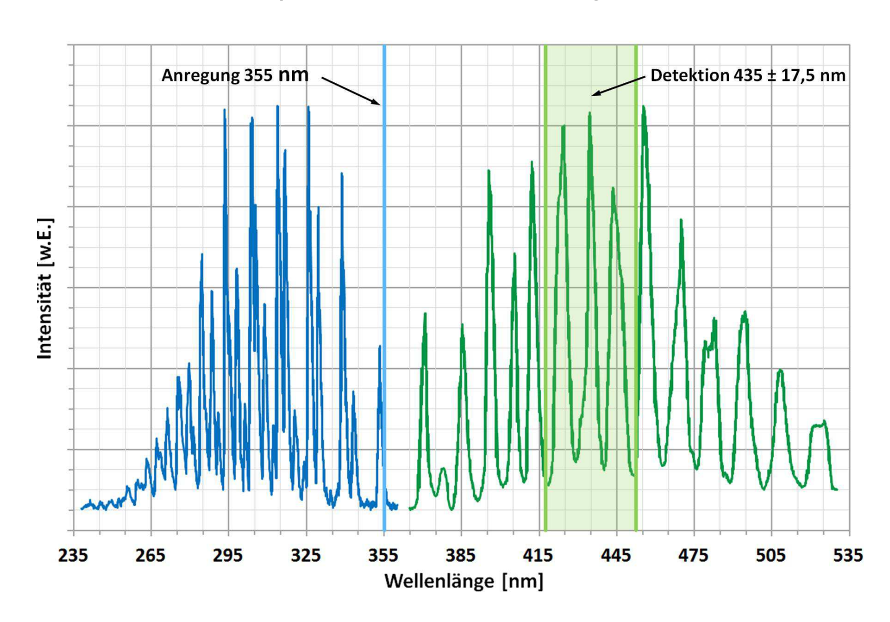
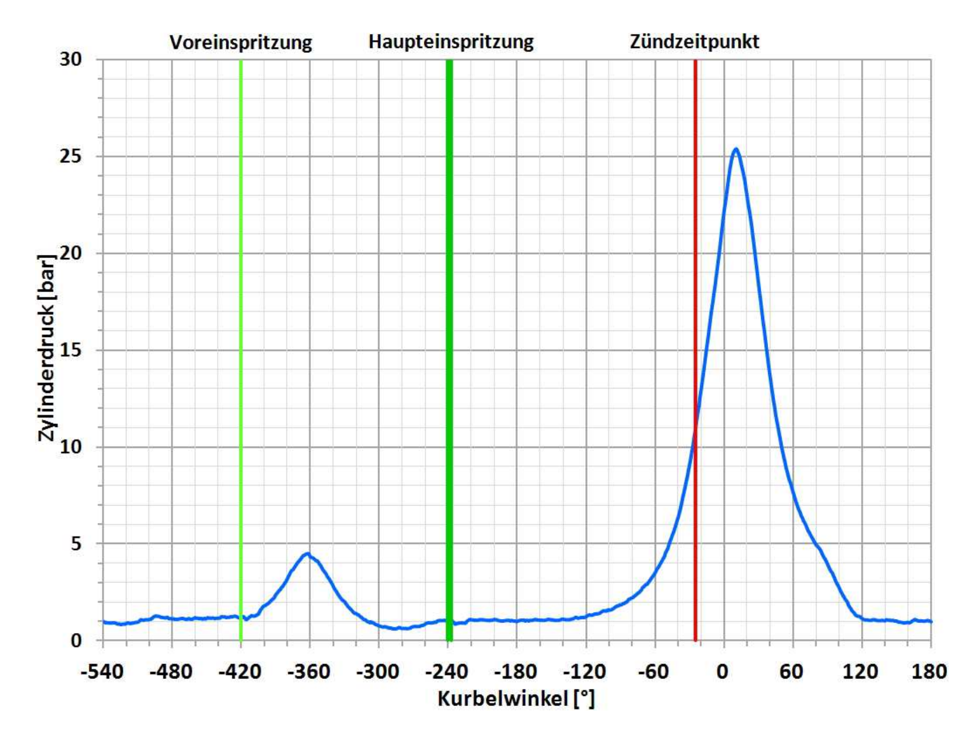


Abbildung 6.4: Lage der Anregungs- und Detektionswellenlängen im Absorptions- (blau) und Emissionsspektrum (grün) von CH_2O bei Umgebungsbedingungen [64]

Da zur Zeit der Messungen noch kein selbstzündender Betriebspunkt realisiert war, wurde der Motor mit Fremdzündung bei –25°KW, aber bereits mit einer Zwischenkompression betrieben, um HCCI-Betriebsbedingungen so nah wie möglich zu kommen. Die Einstellung der Zwischenkompression erfolgte durch eine Einlassspreizung von 140°KW und eine Auslassspreizung von 90°KW. Aufgrund der zum Zeitpunkt der Messungen noch erforderlichen Abstimmung der Motordrehzahl auf die optimale Triggerfrequenz des Nd:YAG-Lasers (s. Abschnitt 6.1.2) wurde der Motor mit einer Drehzahl von 1200 min^{-1} betrieben. Als Kraftstoff kam PRF70 zum Einsatz, wobei die Einspritzung in eine Haupteinspritzung bei –240°KW (16 mg/ES) und eine Voreinspritzung bei –420°KW (5,5 mg/ES) aufgeteilt wurde. Das Luftverhältnis betrug λ = 1,5 (gemessen mit der λ-Sonde). Abbildung 6.5 zeigt einen gemittelten Druckverlauf dieses Betriebspunktes sowie die verwendeten Einspritzzeitpunkte und den Zündzeitpunkt.



Drehzahl [min^{-1}]	Einlassspreizung [°KW]	Auslassspreizung [°KW]	Kraftstoff	λ
1200	140	90	PRF70	1,5
Voreinspritzung		Haupteinspritzung		ZZP
Zeitpunkt [°KW]	Einspritzmenge [mg/ES]	Zeitpunkt [°KW]	Einspritzmenge [mg/ES]	[°KW]
–420	5,5	–240	16	–25

Abbildung 6.5: Gemittelter Druckverlauf mit Zeitpunkten von Einspritzungen und Zündung und die wichtigsten Betriebsparameter der CH_2O-Visualisierung mit horizontalem Lichtschnitt

Eine detaillierte Betrachtung der Flammenstruktur wird durch die Untersuchung von Einzelbildern der CH_2O-Fluoreszenz, wie in Abbildung 6.6 gezeigt, ermöglicht. Auf diesen Aufnahmen sind die bereits von der Verbrennung erfassten Bereiche des Brennraumes durch das Fehlen von LIF deutlich von den noch unverbrannten Bereichen getrennt. In zukünftigen Untersuchungen bietet sich hierdurch die Möglichkeit, durch Einsatz eines Doppelpulslasers zur Aufnahme von zwei Bildern ein und derselben Flamme in kurzen Zeitabständen oder die Verwendung von hochrepetitiven Messsystemen zur Abbildung kompletter Verbrennungszyklen die Flammenausbreitung und Brenngeschwindigkeit zu untersuchen.

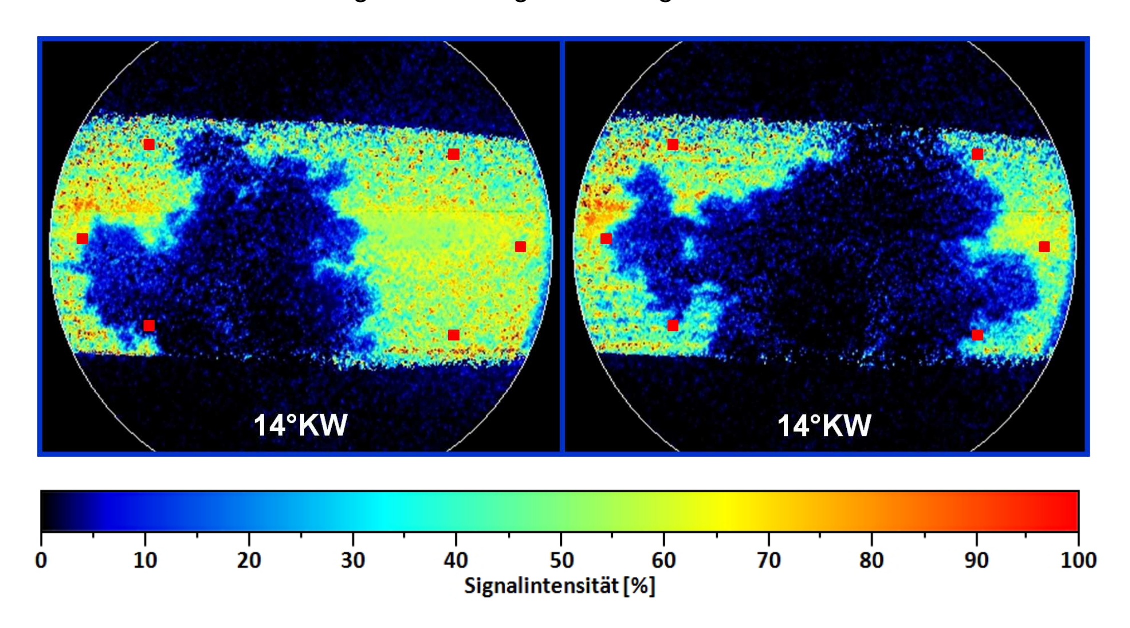


Abbildung 6.6: Einzelaufnahmen der CH_2O-LIF während der Verbrennung an der gleichen Kurbelwinkelposition in unterschiedlichen Zyklen sowie Positionen der zur Ermittlung des in Abbildung 6.8 gezeigten relativen Signals der CH_2O-Intensität verwendeten Messbereiche (Markiert durch rote Rechtecke)

Zur Untersuchung der Entwicklung der Intensität des CH_2O-LIF-Signals im Verlauf der Kompressionsphase und der Verbrennung wurden Mittelwertbilder aus jeweils 50 Einzelaufnahmen für jede untersuchte Kurbelwinkelposition erstellt. Diese sind in Abbildung 6.7 für den Kurbelwinkelwinkelbereich von –130°KW bis 36°KW dargestellt. Hieraus geht hervor, dass während der Kompressionsphase über einen großen Kurbelwinkelbereich von –130°KW bis etwa –8°KW fast keine Zunahme der Intensität zu beobachten ist. Im Anschluss an die Zündung bei –25°KW erfolgt jedoch ab etwa –8°KW ein vergleichsweise starker Anstieg der Intensität bis etwa 6°KW. Diese Entwicklung ist auf den Anstieg von Druck und Temperatur zurückzuführen, der durch die beginnende Verbrennung hervorgerufen wird und zur verstärkten Bildung von Formaldehyd in den noch nicht von der Verbrennung erfassten Bereichen des Brennraums führt. Mit fortschreitender Verbrennung nimmt die gemittelte Intensität wieder ab, was sowohl auf das Fortschreiten der Flammenfront als auch auf die mit beginnender Expansion abnehmende Dichte zurückzuführen ist. Da jedoch, wie aus Abbil-

dung 6.6 hervorgeht, die Position der Flammenfront von Zyklus zu Zyklus an der gleichen Kurbelwinkelposition stark schwankt und sich somit in den Mittelwertbildern nicht klar zwischen abnehmender Intensität durch verringerte Dichte und abnehmender Intensität durch die Mittelwertbildung unterscheiden lässt, war eine Trennung beider Effekte nicht möglich. Aus diesem Grund mussten zur Ermittlung des in Abbildung 6.8 gezeigten relativen Signals der CH_2O-Intensität während der Verdichtung und der Verbrennung wiederum die Einzelbilder herangezogen werden. Zur Ermittlung der Werte wurde für jedes Einzelbild und jede Kurbelwinkelposition der Mittelwert aus den sechs in Abbildung 6.6 markierten rechteckigen Messbereichen (30×30 Pixel) gebildet, wobei solche Bereiche, in die die Verbrennung bereits vorgedrungen war, ausgeschlossen wurden.

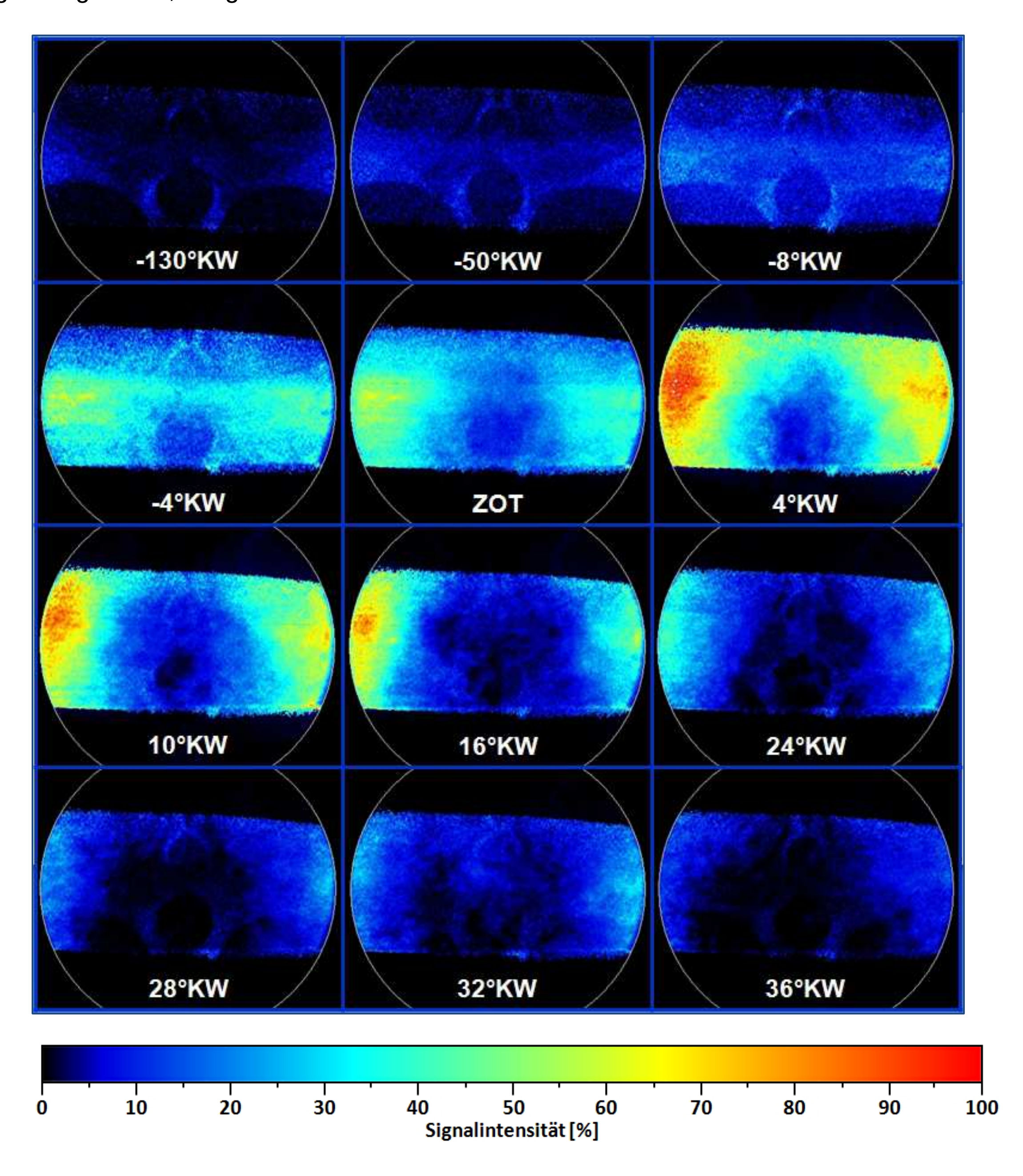


Abbildung 6.7: CH_2O-LIF während Kompressionsphase und Verbrennung

Die trotz der Mittelung noch recht stark schwankenden Werte sind darauf zurückzuführen, dass zum Zeitpunkt der Messungen noch keine der z.B. in Abschnitt 6.1.3 beschriebenen Maßnahmen zur Stabilisierung des Motorbetriebs umgesetzt waren, so dass sich bei jeder Messreihe mehr oder weniger große Schwankungen der Betriebsparameter einstellen konnten. Derartige Schwankungen sollten in eventuellen zukünftigen Messungen aufgrund der beschriebenen Abhilfemaßnahmen nur noch in stark abgeschwächter Form auftreten. Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Messergebnisse kann z.B. in der Verwendung von hochrepetitiven Messungen innerhalb eines Zyklus bestehen.

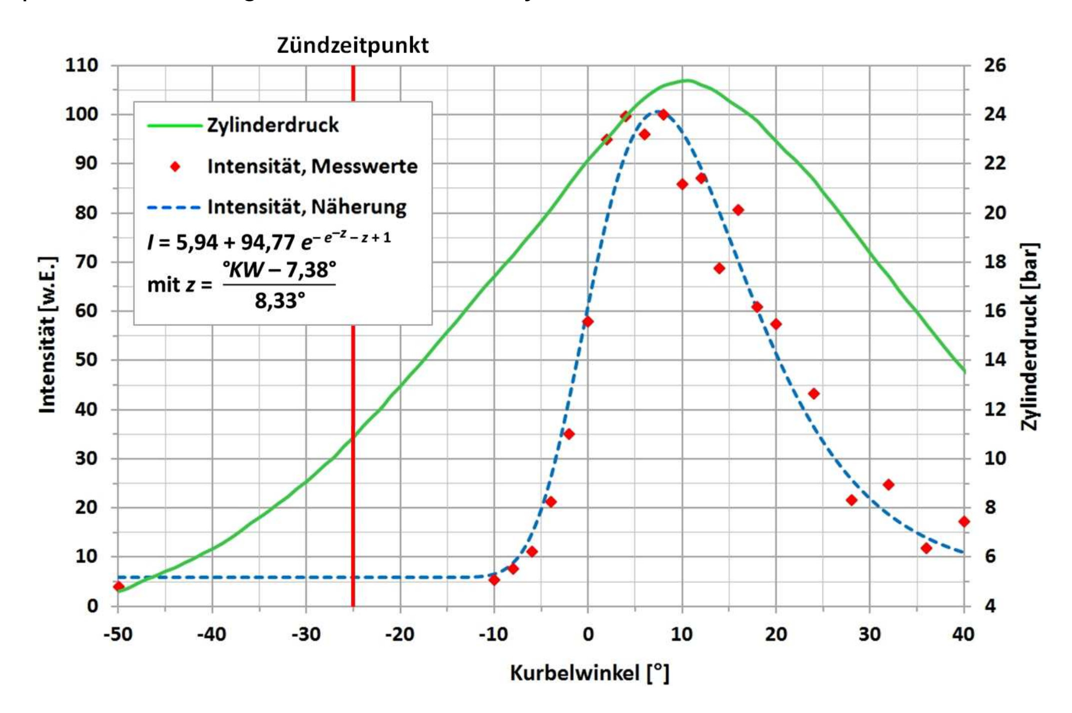


Abbildung 6.8: Intensität der CH_2O-LIF während der Kompression und der Verbrennung im horizontalen Lichtschnitt

Analoge Untersuchungen wurden auch in der Zwischenkompression nach der Voreinspritzung durchgeführt, allerdings ohne dass CH_2O eindeutig nachgewiesen werden konnte. Dies impliziert, dass aufgrund des relativ geringen Druck- und Temperaturniveaus in der Zwischenkompression die Konzentration von Formaldehyd offenbar sehr gering ist. Außerdem wird die Auswertung des Signals während und auch noch nach Ende der Einspritzung durch die hohe Intensität des durch Streuung von Laserlicht an Kraftstofftröpfchen hervorgerufenen Streulichtsignals, dessen Einfluss auch durch den verwendeten Bandpassfilter nicht vollständig verhindert werden kann, erschwert. Insbesondere kann nach Ende der Voreinspritzung bei –420°KW nicht genau festgestellt werden, wie lange das Kraftstoffspray bis zu seiner vollständigen Verdampfung noch durch Streulicht zum Gesamtsignal beiträgt und daher nicht geklärt werden, ob und in welchem Umfang das im Bereich der Zwischenkompression detektierte, ohnehin sehr schwache Signal durch Fluoreszenz von CH_2O oder durch Streu-

licht verursacht wird. Außerdem können auch störende Einflüsse durch fluoreszierende Verunreinigungen des Kraftstoffs nicht ausgeschlossen werden, da zum Zeitpunkt der Messungen die in Abschnitt 5.3.1 vorgestellte hochreine Kraftstoffanlage noch nicht zur Verfügung stand.

6.2.2 Endoskopische Messungen mit Fremdzündung

Wie bereits in Abschnitt 5.1.4 erwähnt, verfügt der optische Motor über die Möglichkeit, endoskopische Messtechniken durch Einsatz eines Endoskoprings anstelle des Glasrings zu erproben und diese auch für Betriebszustände, wie z.B. den HCCI-Betrieb (s. Abschnitt 6.2.3), anzuwenden, bei denen der Einsatz der Glasbauteile aufgrund zu hoher Druckgradienten und Spitzendrücke nicht möglich bzw. nur mit einem hohen Risiko des Glasbruchs möglich ist. Da die Endoskope u. A. auch zur Messung von Formaldehyd an anderen Versuchsträgern eingesetzt werden sollten, wurden Versuche zur Messung von CH_2O am optischen Motor unter den in Abschnitt 6.2.1 beschriebenen Betriebsbedingungen durchgeführt.

Ziel der Untersuchung war der Nachweis der Tauglichkeit der Endoskope zur Detektion von Formaldehyd. Bei den Endoskopen handelt es sich um zwei unterschiedliche Lichtschnittendoskope zur Einkopplung des Lasers in den Brennraum sowie ein Beobachtungsendoskop zur Detektion des LIF-Signals. Das erste Lichtschnittendoskop formt aus dem eintretenden, runden Strahl ein kontinuierliches, flaches und divergierendes Lichtblatt („Kontinuierliches Lichtschnittendoskop“) und erlaubt die Einkopplung einer Pulsenergie von max. 7 mJ/Puls. Das zweite Lichtschnittendoskop formt aus dem eintretenden Einzelstrahl fünf Einzelstrahlen („Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop“) und kann Pulsenergien von bis zu 3 mJ/Puls in den Brennraum einkoppeln. Zwar ist für das Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop die insgesamt einkoppelbare Pulsenergie geringer als für das Kontinuierliche Lichtschnittendoskop, jedoch ist beim zweiten die Energie in den Strahlen gebündelt, so dass sich mit ihm eine höhere räumliche Energiedichte realisieren lässt. Beide Endoskope werden in einem Endoskop-Adapter montiert, der sowohl zur Abdichtung des Brennraums gegen die Umgebung dient als auch dazu, die Endoskope in der Bohrung zu befestigen, indem mit seiner Hilfe ein Saphir-Fenster zur Abdichtung des Brennraums in der Bohrung verspannt wird und die Endoskope mit Hilfe einer Klemmvorrichtung gehalten werden. Für den Einsatz beider Lichtschnittendoskope ist jedoch noch zu beachten, dass aufgrund der geometrischen Verhältnisse in der Einkopplungsbohrung im Endoskopring bzw. im Zylinderkopf Teile der Lichtschnitte abgeschnitten werden. Dies führt für das Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop dazu, dass nur drei der fünf Strahlen eingekoppelt werden können (entspricht 40% Verlust) und im Fall des kontinuierlichen Lichtschnittendoskops zu Verlusten von ca. 30%. Beim Beobachtungsendoskop handelt es sich um ein speziell an den UV-Bereich und Motoranwendungen angepasstes

System zur Signalaufnahme, welches aus zwei Baugruppen besteht. Die erste Baugruppe bildet das eigentliche, direkt im Motor bzw. Endoskopring montierte Endoskop und enthält ausschließlich refraktive optische Elemente. Die zweite Baugruppe wird von einem diffraktiven optischen Element gebildet, das zur Korrektur chromatischer sowie geometrischer Abweichungen dient und anstelle des Objektivs vor der Kamera montiert wird. Diese Aufteilung hat den Vorteil, dass Endoskop und Kamera mechanisch entkoppelt werden können wodurch mechanische Schwingungen des Motors nicht auf das empfindliche Kamerasystem übertragen werden. Details zur Auslegung dieser Endoskope finden sich in [43] und zur praktischen Anwendung für unterschiedliche Messaufgaben sowie zum Einsatz an unterschiedlichen Versuchsträgern in [23].

Für die Versuche wurden zwei verschiedene Anordnungen verwendet, die in Abbildung 6.9 dargestellt sind. In beiden Aufbauten erfolgte die Anregung durch einen Nd:YAG-Laser mit einer Wellenlänge von 355 nm (BMI AL.152 C, max. 70 mJ/Puls, 8ns Pulsdauer) dessen Strahl mit Hilfe eines Strahlführungsarmes (LaVision) in das Endoskop eingekoppelt wurde. Aufgrund der in diesem Arm zur Umlenkung verwendeten sieben Spiegeln beträgt die nutzbare Pulsenergie am Austritt des Arms noch etwa 30 mJ/Puls, welche jedoch durch Verringerung der Laserleistung auf die zuvor genannten für die Endoskope maximal zulässigen Leistungen von 7 bzw. 3 MJ/Puls begrenzt werden. Der Einsatz des Strahlführungsarms war zwingend notwendig, da zum einen unterhalb der Ansaugrohre nur wenig Raum für den Aufbau einer konventionellen Einkopplungsoptik zur Verfügung steht und zum anderen auch geringfügige Lageänderungen des Motors im Betrieb, in Bezug auf eine feststehende Einkopplungsoptik, die sinnvolle Einkopplung des Lasers in die Lichtschnittendoskope unmöglich machen. Im Aufbau A kam zunächst das Kontinuierliche Lichtschnittendoskop zum Einsatz und wurde später durch das Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop ersetzt. Die Endoskope waren hierbei in die Aufnahme für das Beleuchtungsendoskop des Endoskoprings eingebaut. Das Fluoreszenzsignal wurde durch das Kolbenglas mit Hilfe einer Bildverstärkten CCD-Kamera (LaVision Flame Star 2) und eines UV-Objektivs (UV-Nikkor, *f* = 105mm, *f*/4.5) aufgenommen, wobei ein Bandpassfilter für 435±17,5 nm zum Einsatz kam, um Laserstreulicht und Flammeneigenleuchten abzublocken. In Aufbau B erfolgte die Anregung über die Gasentnahmeventilbohrung in die nur die äußere Endoskophülse mit Einkopplungsfenster [23, 44] montiert war, um den mit Hilfe des auch in Aufbau A verwendeten Strahlführungsarms bereitgestellten Strahl direkt ohne weitere optische Bauteile zur Strahlformung einzukoppeln. Die Detektion erfolgte über das im Endoskopring montierte Beobachtungsendoskop mit nachgeschalteter, vom Motor entkoppelter diffraktiver Optik sowie dem bereits in Aufbau A verwendeten Filter und der Kamera.

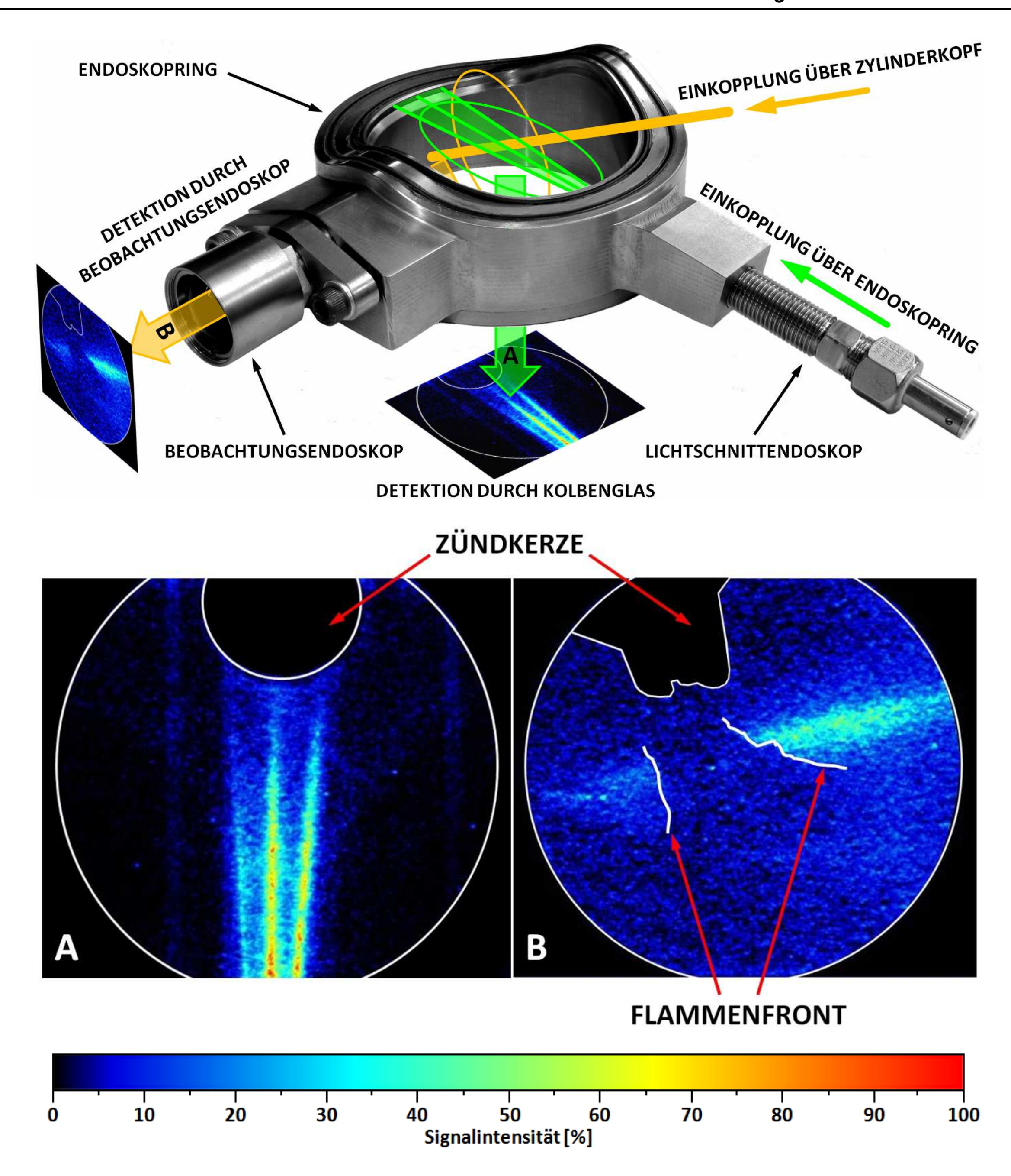


Abbildung 6.9: CH_2O-LIF aufgenommen durch das Kolbenglas (Aufbau A) bei 6°KW und durch das das Beobachtungsendoskop (Aufbau B) bei 27°KW

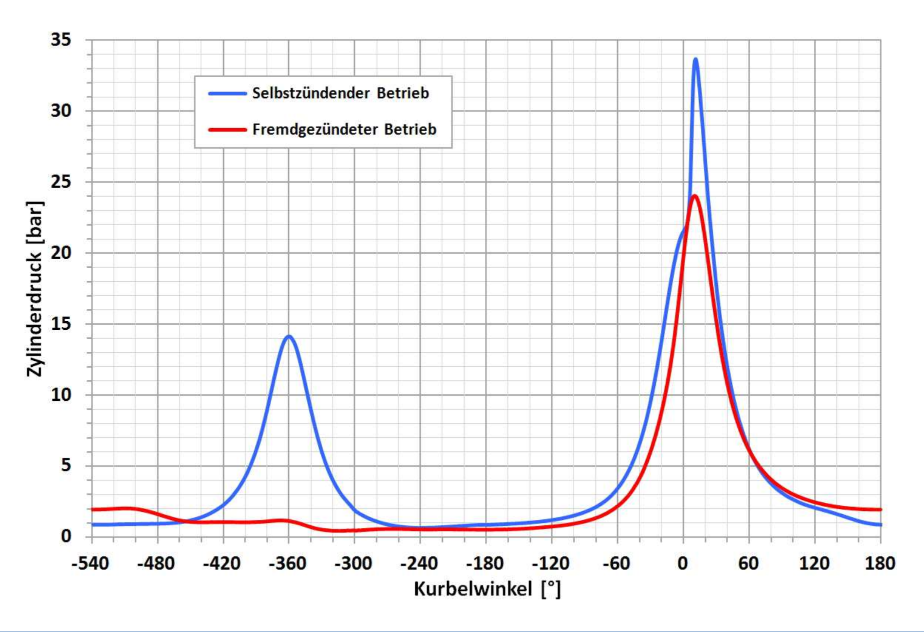
Mit beiden Aufbauten wurden die in Abbildung 6.9 gezeigten Ergebnisse erzielt. Für den Aufbau A sind bei einem Messzeitpunkt von 6°KW deutlich die drei vom Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop erzeugten Strahlen anhand des LIF-Signals zu erkennen. Die Position der Flammenfront lässt sich jedoch nicht feststellen. Im Aufbau B erfolgte die Messung bei 27°KW. Auch hier ist der zur Anregung verwendete, runde Strahl anhand des Fluoreszenzsignals von Formaldehyd erkennbar. Zusätzlich kann in diesem Fall auch die Flammenfront anhand des Ausbleibens von Signal im gekennzeichneten Bereich erfasst werden.

Für beide Fälle zeigte sich, dass Formaldehyd erst nach der Zündung zu Zeitpunkten detektiert werden konnte, von denen aus den vorhergehenden Untersuchungen bereits hohe CH_2O-Konzentrationen bekannt waren (s. Abbildung 6.8 in Abschnitt 6.2.1). Aus diesem Grund wurde das in Aufbau A zunächst verwendete kontinuierliche Lichtschnittendoskop nach ersten Probemessungen durch das Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop ersetzt, da die erzielbare Fluoreszenzintensität nicht ausreichte. Hierdurch konnte zwar die insgesamt eingekoppelte Pulsenergie nicht erhöht werden, jedoch die Energiedichte im Bereich der Einzelstrahlen erhöht und somit die Fluoreszenzintensität gesteigert werden. Da in Aufbau A die Beobachtung mittels konventioneller Optik wie bei den Messungen aus Abschnitt 6.2.1 durch das Kolbenglas erfolgte, konnte die geringe Signalintensität auf die relativ geringe über das Endoskop einkoppelbare Energie zurückgeführt werden. In Aufbau B wiederum musste nach Feststellung eines zu geringen Signalniveaus das Einzelstrahlen-Lichtschnittendoskop ausgebaut und der Strahl ohne weitere Strahlformungsoptik eingekoppelt werden, um eine ausreichende Signalintensität zu erzielen. Hierdurch konnte die insgesamt einkoppelbare Pulsenergie von 70 mJ/Puls auf die mit Hilfe des Strahlführungsarmes übertragbare Pulsenergie von 30 mJ/Puls erhöht werden, wobei jedoch noch zu berücksichtigen ist, dass Verluste durch das Fenster zur Abdichtung des Brennraums (Saphir, Transmission ≈ 85% bei 355 nm) auftreten sowie Teile des runden Strahls durch die Geometrie der Einkopplungsbohrung abgeschnitten werden (ca. 60% Verlust). Insgesamt ist somit von einer eingekoppelten Pulsenergie von ca. 10 mJ/Puls auszugehen. Mit dieser Anordnung gelang schließlich die Detektion von Formaldehyd über das Beobachtungsendoskop, wobei jedoch nicht die aus den Voruntersuchungen zu erwartenden Intensitäten erreicht werden konnten. Dieser Umstand könnte auf den Einfluss durch den Einsatz des Endoskoprings auf das Verhalten des Motors, insbesondere auf die thermischen Eigenschaften des Brennraumes und somit der Ladungstemperatur, zurückzuführen sein, durch die eine verminderte Bildung von Formaldehyd stattfinden könnte. Andererseits lassen die Messwerte dieses Betriebspunktes nur auf einen geringen Einfluss des Endoskoprings auf das Brennverhalten schließen, so dass insgesamt der Schluss zulässig ist, dass die Signalausbeute bei Verwendung des Beobachtungsendoskops nicht so hoch ist wie bei Verwendung der konventionellen Detektionsoptik. Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Nachweisgrenze für Formaldehyd durch LIF bei Verwendung der Endoskope wesentlich höher liegt als bei Verwendung konventioneller Optik. Aus diesem Grund wurde die Lichtschnittoptik überarbeitet [23] und eine für die Anregung von Formaldehyd mit 355 nm optimierte Linsenanordnung entworfen. Die Detektionsseite wurde ebenfalls optimiert, indem die Lichtstärke des Beobachtungsendoskops vergrößert und neue Filter mit einer erhöhten Transmission beschafft und erprobt wurden. Insgesamt ließ sich durch diese Arbeiten die einkoppelbare Laserenergie um 15% erhöhen und das Signal um den Faktor 2,7

steigern. Die so verbesserten Endoskope wurden u. A. für Messungen an einem seriennahen Vollmotor [23], an einem weiteren Einzylindermotor [15] sowie für die im folgenden Abschnitt 6.2.3 beschriebenen Messungen im HCCI-Betrieb eingesetzt.

6.2.3 Endoskopische Messungen im HCCI-Betrieb

Unter Verwendung der verbesserten Endoskope wurden auch im HCCI-Betrieb Messungen durchgeführt. Hierbei wurden sowohl in einem fremdgezündeten Betriebspunkt ohne Zwischenkompression als auch im reinen HCCI-Betrieb OH*-Chemilumineszenzmessungen durchgeführt. Im HCCI-Betrieb wurde anschließend auch CH_2O-LIF gemessen. Die Betriebsparameter und Druckverläufe beider Betriebspunkte sind in Abbildung 6.10 dargestellt.



Parameter		Fremdgezündeter Betrieb	Selbstzündbetrieb
Drehzahl	[min^{-1}]	2000	2000
Einlassspreizung	[°KW]	100	150
Auslassspreizung	[°KW]	80	160
Kraftstoff	[–]	PRF70	PRF70
Einspritzzeitpunkt	[°KW]	–310	–310
Einspritzmenge	[mg/ES]	18,48	10,29
Zündzeitpunkt	[°KW]	–45	Selbstzündung
Luftverhältnis λ	[–]	1,30	1,15
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	3,10	2,10
50%-Umsatzpunkt	[°KW]	9,00	6,00

Abbildung 6.10: Druckverläufe und Betriebsparameter des fremdgezündeten Betriebs und des Selbstzündbetriebs mit endoskopischen Zugängen

Hierbei wurden die zunächst durchgeführten fremdgezündeten OH*-Chemilumineszenzmessungen mit dem Ziel durchgeführt, die Erprobung der Kameraeinstellungen vorzunehmen sowie die Fokussierung der Kamera auf die Brennraummitte zu überprüfen, und die entstehenden Aufnahmen zu verwenden, um grundsätzliche Unterschiede in der Flammenausbreitung zwischen fremdgezündeter Betriebsweise und HCCI-Betrieb zu verdeutlichen. Daher wurde für diese Arbeiten ein Betriebspunkt verwendet, von dem aus früheren Versuchen ein stabiles Betriebsverhalten bekannt war, der aber ansonsten aufgrund der fehlenden Zwischenkompression und weiterer Unterschiede bei den Betriebsparmetern nicht direkt mit dem HCCI-Betriebspunkt vergleichbar ist. Für den HCCI-Betrieb wurden die im Laufe der in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen Versuche ermittelten Parameter verwendet.

Für alle Messungen kam eine CCD-Kamera von Typ LaVision Imager Intense mit einem vorgeschalteten Bildverstärker (LaVision VC-IRO, P43, S20) sowie das bereits in den vorhergehenden Versuchen verwendete UV-Objektiv (UV-Nikkor, *f* = 105mm, *f*/4.5) zum Einsatz. Für die Anregung mit 355 nm im Rahmen der CH_2O-LIF wurde ebenfalls der bereits früher verwendete Nd:YAG-Laser (BMI AL.152 C) genutzt und über einen Strahlführungsarm in das bereits in Abschnitt 6.2.2 genannte und im Anschluss an die dort beschriebenen Messungen verbesserte kontinuierliche Lichtschnittendoskop eingekoppelt. Zur Detektion kamen das verbesserte Beobachtungs-Endoskopsystem (s. Abschnitt 6.2.2) sowie der Bandpassfilter (435±17,5 nm) zur Anwendung. Die Anordnung der Endoskope im Zylinderkopf sowie im Endoskopring ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Zur Synchronisation von Motor, Laser und Kamera stand für diese Messreihe erstmals das bereits bei der Beschreibung der HCCI-Versuche in Abschnitt 6.1.2 erwähnte Triggereinheit (LaVision PTU) zur Verfügung, mit dem auch bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} der Betrieb des Lasers in einem für seinen Betrieb optimalen Frequenzband von 10±0,5 Hz möglich ist. Hierbei wird durch die Triggereinheit die Triggerfrequenz des Lasers um maximal ±0,5 Hz so variiert, dass zum gewünschten und durch die ETU vom Motor vorgegebenen Aufnahmezeitpunkt (s. Abschnitt 5.2.1) eine möglichst hohe Aufnahmefrequenz der Kamera erreicht wird. Diese liegt zwar unterhalb der Aufnahmefrequenz, die bei einer Synchronisation der Motordrehzahl (1200 min^{-1}) mit der für den Laser optimalen Triggerfrequenz von 10 Hz zu erreichen ist, ermöglicht im Gegenzug jedoch eine wesentlich freiere Wahl der Betriebsparameter.

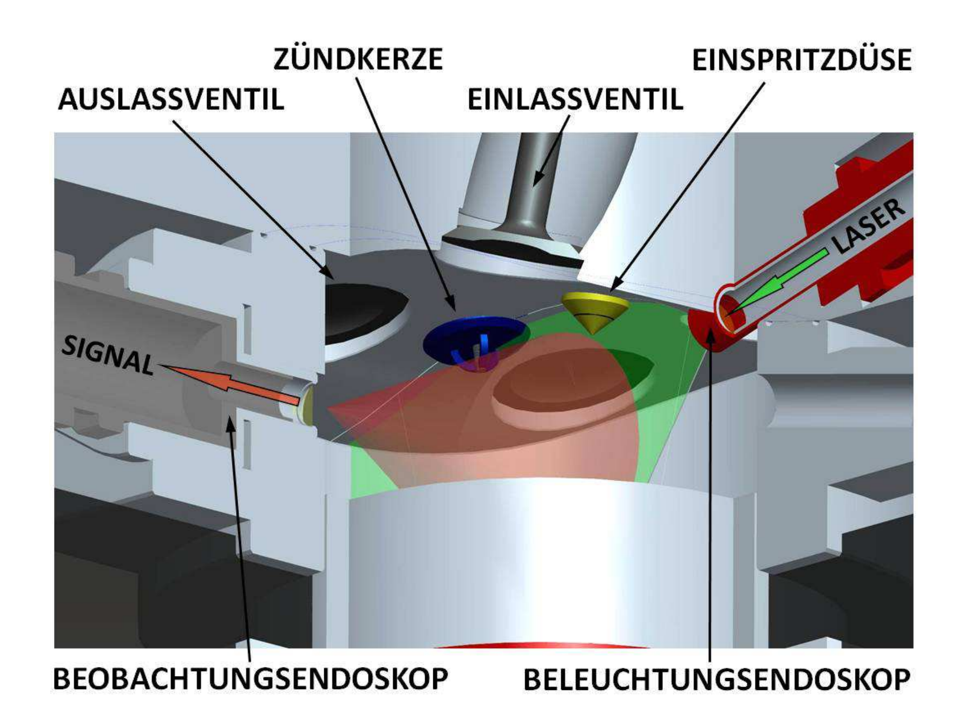


Abbildung 6.11: Anordnung der Endoskope zur Einkopplung des Lichtschnitts und Auskopplung des Streulichtsignals für die endoskopischen Untersuchungen im HCCI-Betrieb

Für alle Messungen erfolgte zur Nachbearbeitung der Ergebnisse zunächst die Aufnahme von 25 Bildern an jeder später vermessenen Kurbelwinkelposition zur Ermittlung des Hintergrundsignals. Für die Aufnahmen der OH*-Chemilumineszenz erfolgte dies ohne Einspritzung und für die CH_2O-LIF ohne Einspritzung aber mit eingeschaltetem Laser um eventuelle Streulichteinflüsse auszuschließen. Die Bilder wurden anschließend gemittelt und von den Bildern der eigentlichen Messung (bestehend aus 50 Einzelaufnahmen) abgezogen. In allen Fällen wurden die Einstellungen von Kamera, Bildverstärker und Laser nicht verändert um die Vergleichbarkeit der Aufnahmen untereinander zu gewährleisten. Zur Korrektur von durch den Einsatz des Beobachtungsendoskops verursachten Bildverzerrungen wurde ein Kreuzraster aufgenommen, das mit Hilfe einer speziellen Vorrichtung in der Lichtschnittebene platziert und mit Hilfe einer eingebauten LED-Beleuchtung (UV-LED, Wellenlänge 310 nm) beleuchtet werden kann (Details s. Anhang G), so dass die Aufnahme des Rasters bei geschlossenem Motor erfolgen konnte. Mit Hilfe dieses Rasters wurden die Aufnahmen in der Nachbearbeitung nach Hintergrundabzug entzerrt und der Maßstab der Aufnahmen ermittelt (Details s. [23]).

Abbildung 6.12 (obere Reihe) zeigt einige der im fremdgezündeten Betrieb entstandenen Aufnahmen der OH*-Chemilumineszenz bei einer Kurbelwinkelposition von –25°KW. Deutlich ist hier eine von der Zündkerze ausgehende Flammenfront zu erkennen, die in ihrer Position und Größe nur geringfügig von Zyklus zu Zyklus variiert.

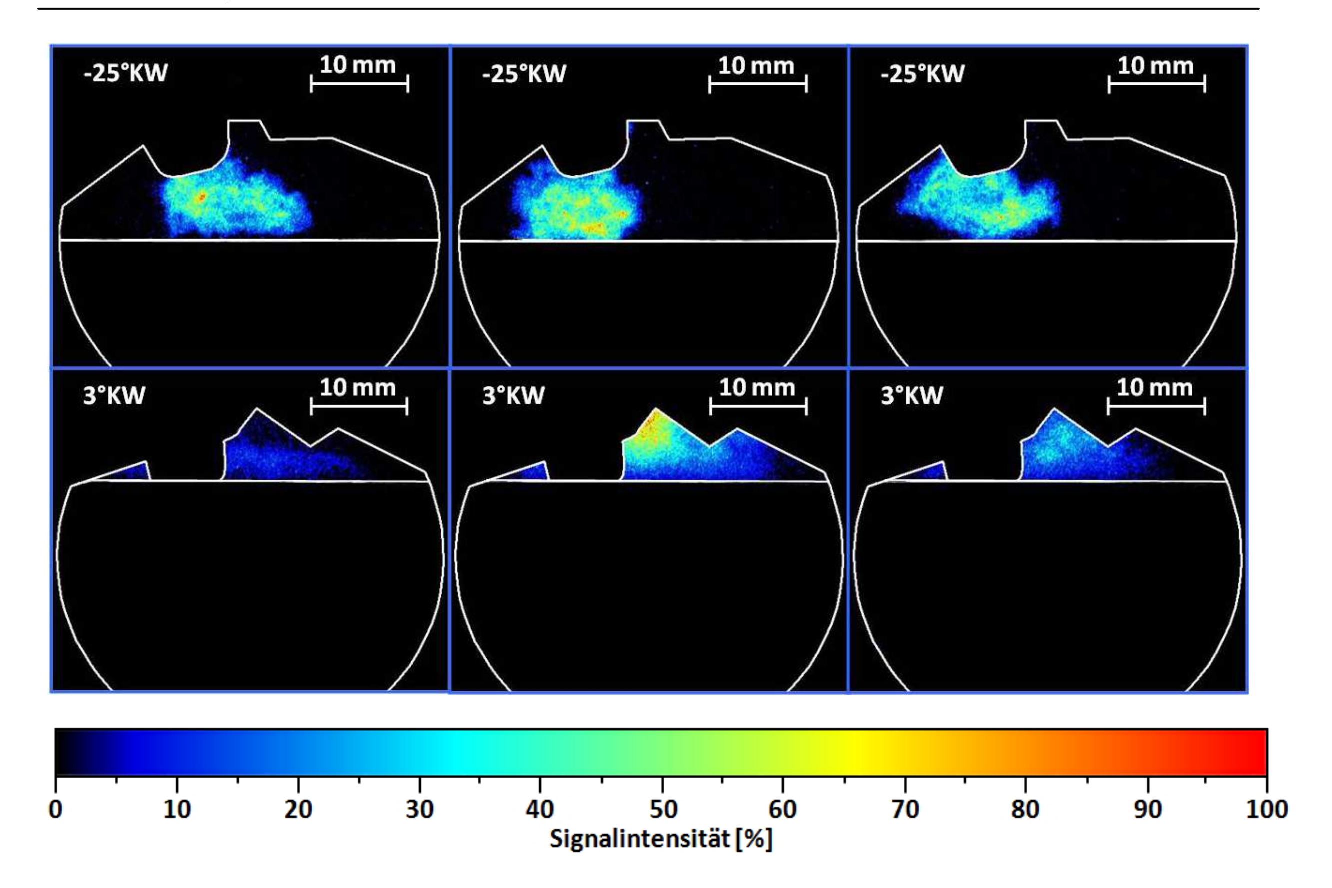


Abbildung 6.12: Einzelbilder der OH*-Chemilumineszenz im fremdgezündeten Betrieb bei –25°KW (obere Reihe) und im HCCI-Betrieb bei 3°KW (untere Reihe)

Anschließend wurden auch Messungen der OH*-Chemilumineszenz im HCCI-Betrieb, sowohl in der Hauptkompression als auch in der Zwischenkompression, durchgeführt. Die Ergebnisse für die Hauptkompression bei einem Aufnahmezeitpunkt von 3°KW sind in Abbildung 6.12 (untere Reihe) dargestellt. Der Ablauf der Verbrennung ist in Abbildung 6.13 anhand gemittelter Bilder (50 Einzelaufnahmen) sowohl für den fremdgezündeten Betrieb als auch für den HCCI-Betrieb dargestellt. Für die HCCI-Verbrennung ist deutlich eine räumlich wesentlich breiter verteilte Zündung zu erkennen. Allerdings schwankt die Intensität des Signals bei gleichem Messzeitpunkt recht stark. Dies ist konsistent mit einer stärkeren Schwankung der Verbrennungsschwerpunktlage von Zyklus zu Zyklus (Varianz 25%) als es mit Fremdzündung (Varianz 17%). Zudem läuft die Verbrennung sehr schnell ab, wodurch bei gegebenem Aufnahmezeitpunkt wechselweise Signal eher vom Anfang bzw. Ende der Verbrennung (geringe Intensität) der zeitlichen Mitte der Verbrennung (hohe Intensität) erfasst wird.

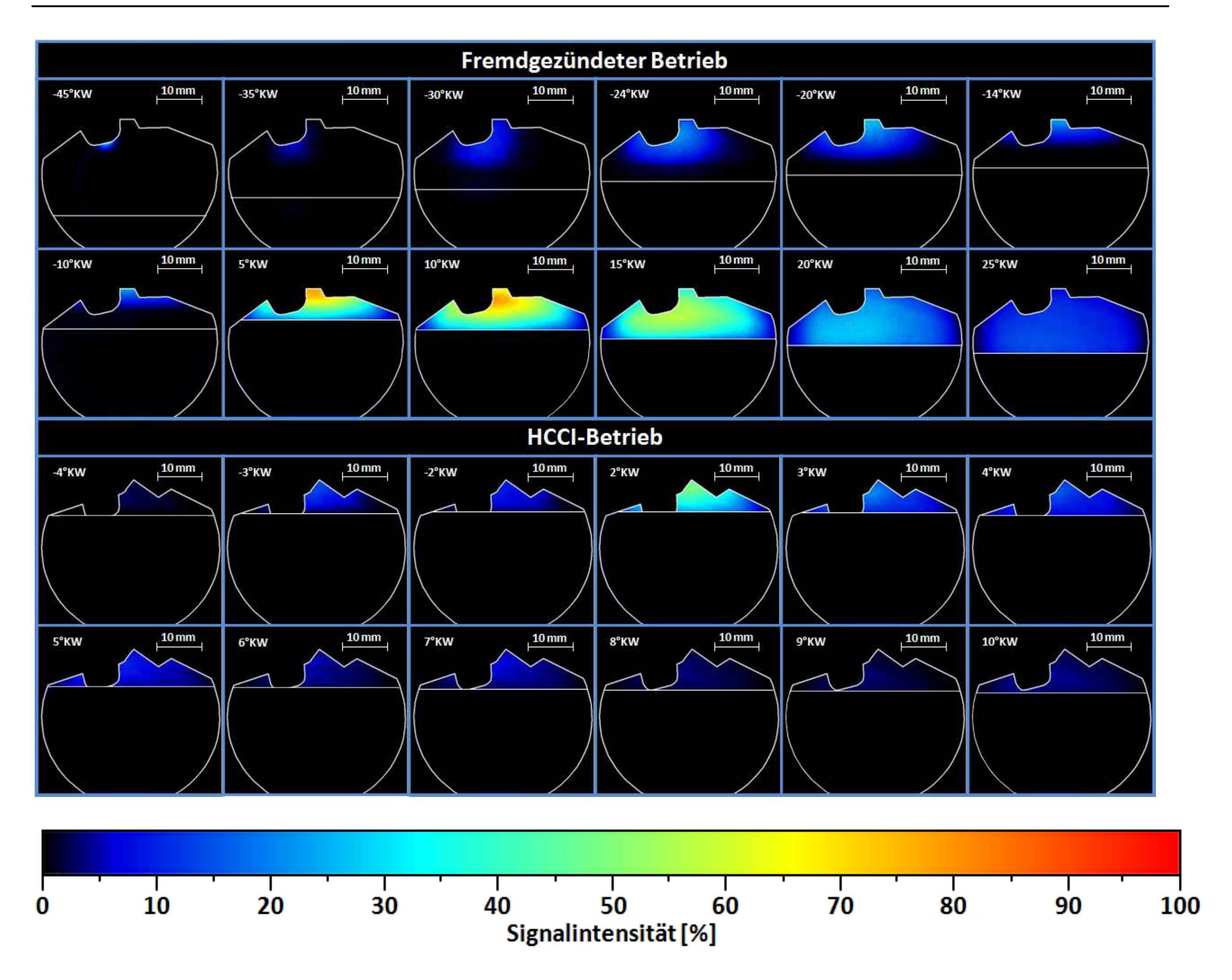


Abbildung 6.13: Ablauf der Verbrennung anhand gemittelter Bilder der OH*-Chemilumineszenz im fremdgezündeten Betrieb und im HCCI-Betrieb

Abbildung 6.14 zeigt, dass auch in der Zwischenkompression ein verhältnismäßig starkes, homogen verteiltes Chemilumineszenzsignal zu beobachten ist, obwohl hier keine Einspritzung erfolgt. Das Signal kann nur in einem Bereich von ca. –395 bis –370°KW, also kurz vor dem Zwischenkompressions-OT detektiert werden. Aufgrund der homogenen Verteilung und der fehlenden Voreinspritzung kommt als Quelle nur unverbrannter Kraftstoff aus dem vorhergehenden Zyklus in Betracht, der sich in der Expansionsphase gut mit dem verbleibenden Abgas durchmischt und durch den von der Zwischenkompression hervorgerufenen Temperaturanstieg abbrennt, worauf auch das Verschwinden des Signals vor dem Ladungswechsel-OT hindeutet. Dies steht auch im Einklang mit den Ergebnissen der 1D-Simulation dieses Betriebspunkts (s. Abschnitt 6.1.2), da die berechneten Temperaturen im Bereich der Zwischenkompression oberhalb der Temperaturen in der Hauptkompression zum Selbstzündzeitpunkt liegen, so dass von der Zündung noch vorhandener Kraftstoffreste in diesem Bereich ausgegangen werden muss. Als Quellen für den unverbrannten Kraftstoff kommen sowohl der Feuersteg, als auch weitere verhältnismäßig kalte Bereiche des Brennraums, wie z.B. die Zündkerze und die Bohrung für das Beleuchtungsendoskop, in Betracht. Weitere

Indizien zur Bestätigung dieser Theorie liefern auch die im Folgenden beschriebenen CH_2O-LIF-Messungen.

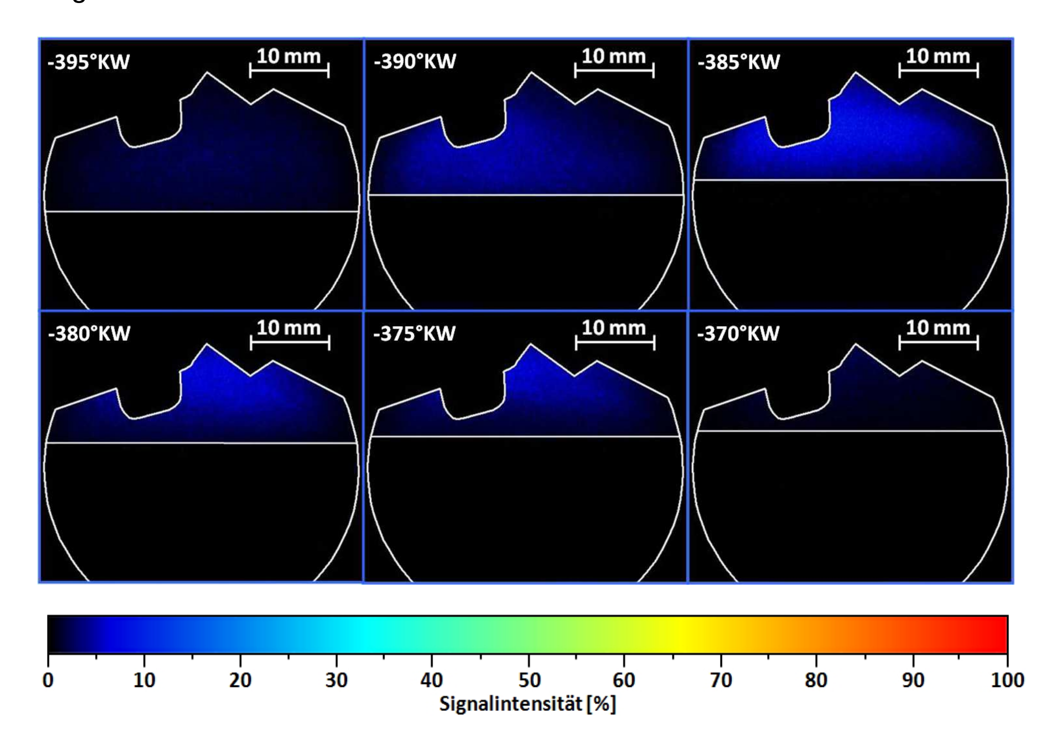


Abbildung 6.14: Gemittelte Aufnahmen des OH*-Chemilumineszenzsignals in der Zwischenkompression im Bereich von –395 bis –370°KW

Zur Untersuchung der CH_2O-Entstehung und dessen Verhalten im Verlauf des Zyklus wurden im HCCI-Betrieb mit Hilfe der Endoskope Messungen während der Ansaugphase, der Verdichtung und der Expansion vorgenommen. Messungen während der Verbrennung selbst waren aufgrund der zu hohen Signalintensität der Chemilumineszenz, trotz CH_2O-Bandpassfilter (435±17,5 nm), nicht möglich.

Für die in Abbildung 6.15 gezeigten Resultate der LIF-Untersuchungen in der Verdichtungsphase (–180 bis –25°KW) zeigt sich nur ein niedriges Signal, dessen Intensität bis –25°KW nur geringfügig ansteigt. Dies deutet darauf hin, dass nur in geringem Umfang eine Bildung von Formaldehyd in der „kalten Flamme“ (erste Zündstufe, s. Abschnitt 2.2.3) im untersuchten Bereich der Kompressionsphase auftritt, und größere Konzentrationen von CH_2O im Wesentlichen erst sehr nahe am ZOT vor der eigentlichen Verbrennung (zweite Zündstufe) in den Bereichen des Brennraums gebildet wird, die noch nicht von der in anderen Bereichen bereits ablaufenden Verbrennung erfasst wurden. Bemerkenswert ist, dass auch schon am Ende der Zwischenkompression, bei ca. –260°KW, Fluoreszenzsignal zu detektieren ist, obwohl vor Beginn der Hauptkompression aufgrund der Druck- und Temperaturverhältnisse nicht mit der Entstehung von CH_2O zu rechnen ist. Hierbei handelt es sich wahrscheinlich um unverbrannten bzw. unvollständig reagierten Kraftstoff aus der vorhergehenden Verbrennung, der durch die hohe interne AGR (ca. 60%, ermittelt durch 1D-Simulation, s. Abbil-

dung 6.2) und trotz des bereits im Verlaufe der OH*-Chemilumineszenzmessungen beobachteten Umsatzes in der Zwischenkompression (s. Abbildung 6.14), in den nächsten Zyklus übertragen wird.

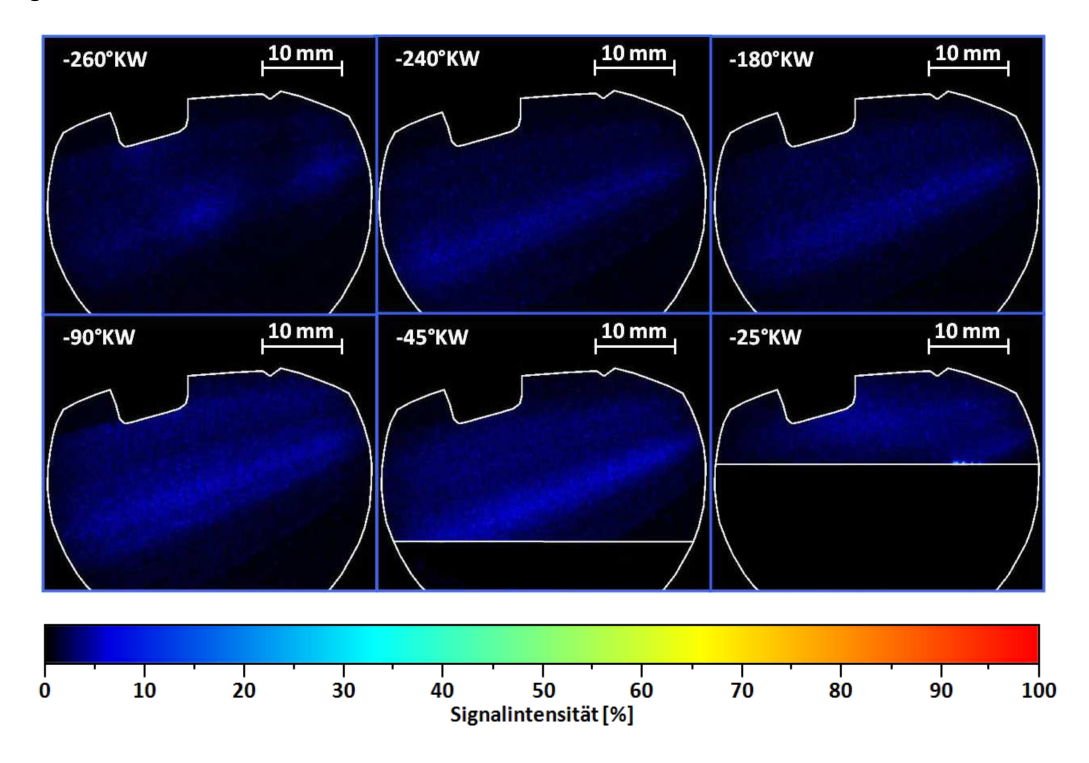


Abbildung 6.15: Entwicklung der gemittelten CH_2O-Fluoreszenz in der Verdichtungsphase zwischen –260 und –25°KW

Zur näheren Untersuchung der möglichen Quellen für diesen unverbrannten bzw. nur unvollständig umgesetzten Kraftstoff wurden auch CH_2O-LIF-Messungen in der Expansionsphase durchgeführt. Abbildung 6.16 zeigt sowohl gemittelte Bilder (obere Reihe), als auch repräsentative Einzelaufnahmen (untere Reihe) während der Expansion. Deutlich sind zwei voneinander getrennte Bereiche zu erkennen, an denen starkes Fluoreszenzsignal auftritt. Aufgrund des vom verwendeten Filter transmittierten Wellenlängenbereichs (435±17,5 nm) handelt es sich wahrscheinlich um von Formaldehyd hervorgerufene Fluoreszenz. Dieses ist vermutlich vor allem während der Verbrennung in Bereichen des Brennraums entstanden, die aufgrund ihrer geringen Breite nicht von der Verbrennung erfasst wurden (Quenching in Spalten) oder in die durch den Druckanstieg nach Beginn der Verbrennung noch nicht vollständig abreagiertes Gemisch aus den Randbereichen des Brennraums hineingepresst wurde. Diese Bereiche lassen sich anhand der Bilder eindeutig als Bohrung für das Beleuchtungsendoskop und als der Bereich zwischen Mittelelektrode und Mantel der Zündkerze identifizieren. Mit fortschreitender Expansion treten hier unverbrannte Kraftstoffteile aus und durchmischen sich, wie auf den Bildern für fortschreitende °KW erkennbar, mit den Verbrennungsgasen, wodurch sie anschließend sowohl in der Zwischenkompression als auch in der Ansaugphase noch nachweisbar sind.

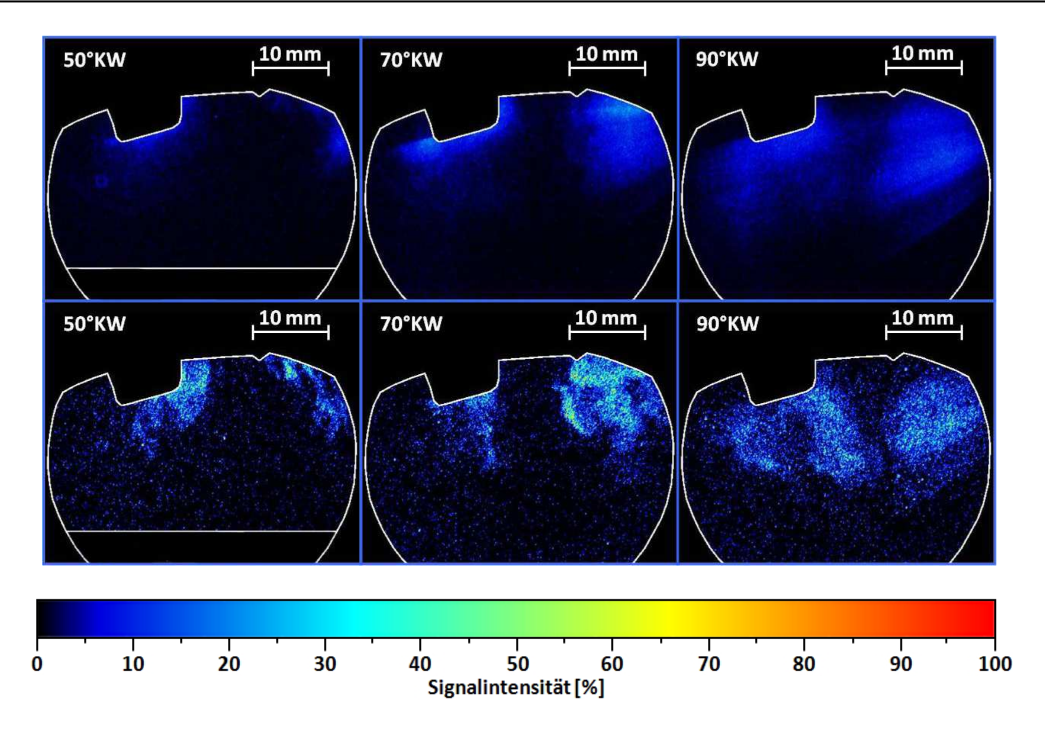


Abbildung 6.16: Gemittelte Aufnahmen (oben) sowie Einzelaufnahmen (unten) des CH_2O-LIF-Signals in der Expansionsphase an drei verschiedenen Kurbelwinkelpositionen.

Es ist anzunehmen, dass neben diesen Quellen noch weitere nennenswerte Quellen für unverbrannten Kraftstoff im optischen Motor existieren, die jedoch in den vorliegenden Messungen durch den Lichtschnitt bzw. das Sichtfeld des Endoskops nicht erfasst wurden. Hierzu zählt insbesondere das im Vergleich anderen Motoren beim optischen Motor größere Feuerstegvolumen, welches auch in konventionellen Verbrennungsmotoren eine der Hauptquellen unverbrannter Kohlenwasserstoffe darstellt [3]. Dieses ist beim optischen Motor sehr groß, da sich der erste Führungsring (s. Abschnitt 5.1.3) erst 30 mm unterhalb der Kolbenoberkante befindet, so dass sich in dem 0,5 mm breiten Spalt zwischen Laufbuchse und Kolbenkrone ein Volumen von 4 cm³ befindet, in das die Flamme nicht vordringen kann. Hinzu kommt, dass die beiden Führungsringe zwar zur Erhöhung des Schleppdrucks beitragen, die eigentliche Abdichtung des Brennraums aber erst durch den Hydraulikring erfolgt, der sich 51 mm unterhalb der Kolbenoberkante befindet, so dass der Bereich zwischen diesen Ringen zusätzlich zum Feuerstegvolumen beiträgt und aufgrund der durch die Führungsringe behinderten Strömung unvollständig verbrannten Kraftstoff erst sehr verzögert wieder in den Brennraum entlassen dürfte. Eine weitere, wenn auch im Vergleich zum Feuersteg wesentlich kleinere Quelle stellt der Spalt zwischen Kolbenglas (bzw. Kolbenglasdummy) und der Kolbenkrone dar. Eine rechnerische Abschätzung, mit Annahme einer durch die geringe Breite des Feuerstegs konstanten Feuerstegtemperatur von 80°C (Kühlwassertemperatur) und einer zu Beginn der Kompression homogenen Kraftstoffverteilung, ergibt für den Kurbelwinkelbereich der Verbrennung (ca. –4°KW bis 20°KW), dass sich 18 – 22% der gesamten Kraftstoffmasse im Feuersteg befinden können. Insgesamt zeigen diese Untersuchun-

gen, dass relevante Mengen an nicht umgesetztem Kraftstoff aus der Hauptverbrennung in den nächsten Zyklus übertragen werden können.

Wie bereits erwähnt, zeigt sich auch in der Zwischenkompression wie in Abbildung 6.17 dargestellt ein deutliches Fluoreszenzsignal, das zwischen 170 und –400°KW an Intensität zunimmt, und anschließend bis –385°KW verhältnismäßig schnell fast vollständig verschwindet. Diese Beobachtung steht sowohl in Einklang mit der Annahme, dass aufgrund der mit Hilfe der 1D-Simulation ermittelten hohen Temperaturen (s. Abbildung 6.2) evtl. vorhandener Kraftstoff in diesem Kurbelwinkelbereich umsetzen sollte, als auch mit der Beobachtung von Chemilumineszenzsignal im Bereich zwischen –395 und ca. –370°KW (s. Abbildung 6.14).

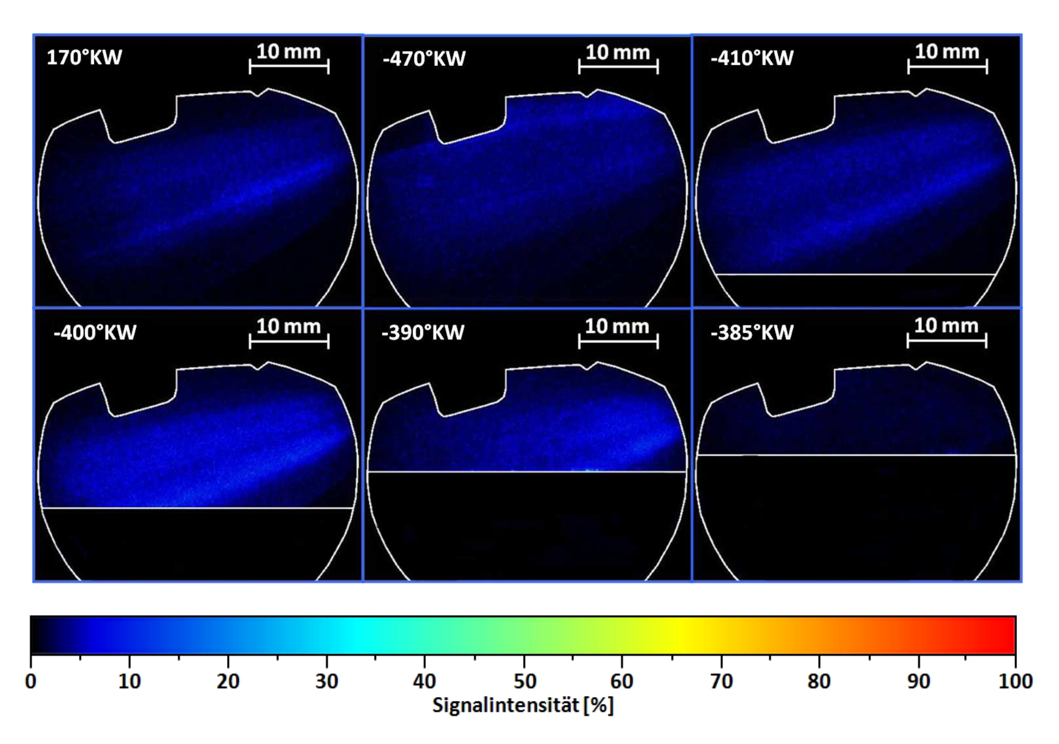


Abbildung 6.17: Entwicklung des gemittelten CH_2O-LIF-Signals in der Zwischenkompression zwischen 170 und –385°KW

Basierend auf den in der Expansionsphase gemachten Beobachtungen kann angenommen werden, dass auch noch in der Zwischenkompression Teile dieses unverbrannten Kraftstoffs in kalten Bereichen des Brennraums „zwischengespeichert“ werden und nicht umsetzen, wodurch sie, zumindest zu einem Teil, für das Signal in der Ansaugphase verantwortlich sind (s.o.). Ähnliche Beobachtungen werden z.B. auch in [94] geschildert. Da die Konzentration bzw. der Anteil des aus dem vorherigen Zyklus stammenden CH_2O am Gesamtsignal nicht bekannt ist, konnte anhand der vorliegenden Messungen nicht ermittelt werden, ob und in welchem Umfang Formaldehyd bereits in der Kompressionsphase gebildet wird. Es lässt sich jedoch festhalten, dass Formaldehyd mit den verbesserten Endoskopen nachgewiesen werden kann. Außerdem zeigte sich, dass sich durch die vorhandenen Spalten ein signifi-

kantes Störsignal ergibt, dass bei der Beurteilung aller zukünftigen Messungen berücksichtigt werden muss.

Um ein besseres Verständnis dieser für die die Messungen störenden Einflüsse sowie der Größenordnung der Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe zu gewinnen, wurden zusätzliche Messungen im Abgas des Motors mit Hilfe des Abgasmessschranks (s. Abschnitt 5.6.3) für den fremdgezündeten Betriebspunkt durchgeführt. Hierbei wurden der Zündzeitpunkt und die Einspritzmenge konstant gehalten, der Einspritzzeitpunkt jedoch im Bereich von –320 bis –240°KW variiert, mit dem Ziel, den Einfluss einer unvollständigen Verbrennung aufgrund schlechter Durchmischung möglichst gering zu halten und somit nur den Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) aus den Brennraumspalten zu messen. Der Signalverlauf der Abgasmessung für HC wurde bereits in Abschnitt 5.6.3 (Abbildung 5.32) gezeigt. Die hier sichtbaren geringen Signalschwankungen und das nach einer gewissen Anstiegszeit konstante Signalniveau für Einspritzungen zwischen –320 und –280°KW deuten trotz noch kalten Brennraums auf eine bereits in den ersten Zyklen stabile Verbrennung hin. Bildet man mit dem integrierten Signal den zyklusbezogenen Mittelwert für HC und vergleicht diesen mit den Werten für den 50%-Umsatzpunkt sowie dem effektiven Mitteldruck wie in Abbildung 6.18 gezeigt, wird diese Erkenntnis bestätigt, so dass von einer vollständigen Verbrennung auszugehen ist und die gemessenen Kohlenwasserstoffkonzentrationen den Mengen entsprechen, die durch Quenching in den Brennraumspalten verursacht werden. Es ergeben sich somit Kohlenwasserstoffemissionen zwischen 2017 ppm und 2146 ppm, die sich mit Hilfe der gemessenen Ansaugluftmengen, der aus den Einspritzdüsen-Kalibrierung bestimmten Kraftstoffmenge von 22,3 mg/ES sowie dem bekannten H/C-Verhältnis des Kraftstoffs (ROZ-95-Ersatz, H/C = 2,1066) in prozentuale Anteile der Einspritzmenge umrechnen lassen.

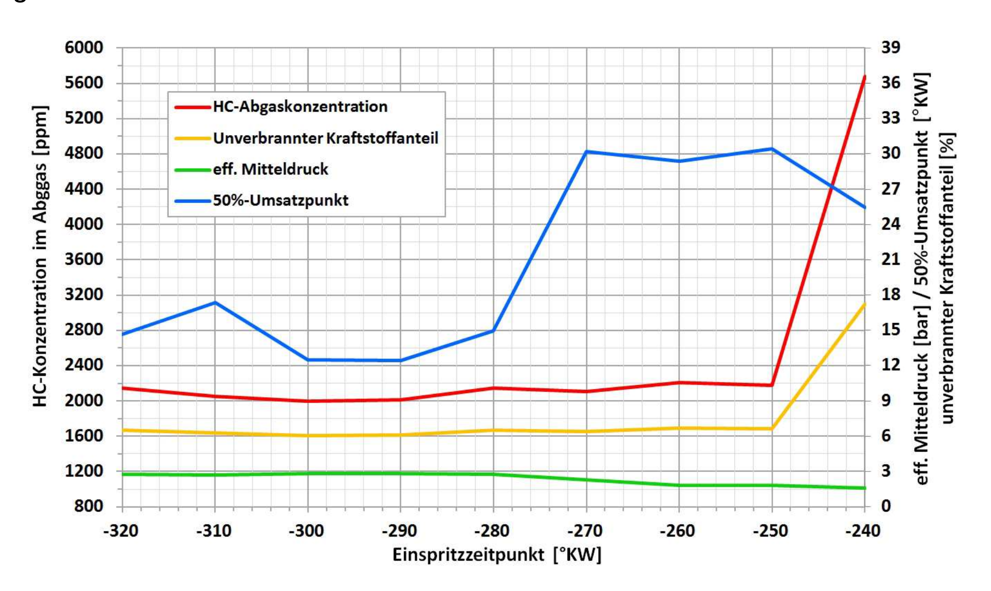


Abbildung 6.18: CH*-Emissionen in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt

Die Ergebnisse sind ebenfalls in Abbildung 6.18 dargestellt und zeigen, dass auch bei ansonsten stabiler Verbrennung noch etwa 6,0 bis 6,5% der eingespritzten Kraftstoffmenge nicht umgesetzt werden. Der plötzliche starke Anstieg der Emissionen für die Einspritzung bei –240°KW ist primär auf eine sehr instabile Verbrennung zurückzuführen, wie aus den übrigen Indizierdaten hervorgeht, und aufgrund der abrupten Änderung nur zu einem geringen Teil auf unverbrannten Kraftstoff im Feuersteg. Die gezeigten Werte erreichen zwar nicht die o.g., rechnerisch abgeschätzten Kraftstoffmengen bei optimaler homogener Durchmischung zu Kompressionsbeginn, jedoch ist hierbei zu berücksichtigen, dass keine Informationen zur Durchmischung vorliegen und z.B. bei einer Saugrohreinspritzung mit besserer Durchmischung höhere Werte auftreten könnten. Da im gezeigten Fall von einer weitestgehend homogenen Durchmischung auszugehen ist und bei späterer Einspritzung eine steigende Tendenz der Anteile unverbrannten Kraftstoffs zu beobachten ist, muss bei allen Messungen, die eine genaue Kenntnis der umgesetzten Kraftstoffmenge erfordern, und insbesondere bei Messungen, für die eine Ladungswechselsimulation durchgeführt wird, eine Messung der Konzentration unverbrannter Kohlenwasserstoffe durchgeführt werden. Zumindest sollte für jeden gemessenen Betriebszustand eine grobe Abschätzung der unverbrannten Kraftstoffmenge durch Vergleich der mittels Kalibrierung ermittelten und der aus den λ-Messungen gewonnenen Einspritzmengen durchgeführt werden. Auch wenn die mit Hilfe der λ-Sonde ermittelten Einspritzmengen keine besonders hohe Genauigkeit besitzen (s. Abschnitt 5.6), so liefern sie dennoch einen wichtigen Anhaltspunkt dafür, ob bei der Auswertung der optischen Messungen eine größere Menge unverbrannter Kohlenwasserstoffe in Betracht gezogen werden muss.

6.3 Einspritzuntersuchungen

6.3.1 Ziel der Messungen

Zur Untersuchung der Sprayausbreitung unter motorischen Randbedingungen wurden Einspritzuntersuchungen am optischen Einzylindermotor durchgeführt. Ziel war es hierbei, den Einfluss verschiedener Brennraumdrücke auf die Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs bis zu seiner vollständigen Verdampfung zu bestimmen. Außerdem sollte untersucht werden, ob es im Verlauf der Einspritzung zu einem Kontakt der Zündkerze mit flüssigem Kraftstoff kommt und in welchem Bereich des Zyklus bei Einspritzung kleiner Kraftstoffmengen (mögliches Minimum 8,2 µl bei Verwendung der A-Düse, s. Abschnitt 5.4.1) mit einem Kontakt zwischen Kolbenoberfläche und flüssigem Kraftstoff zu rechnen ist. Diese letztgenannte Untersuchung wurde insbesondere im Hinblick auf die Versuche zum HCCI-Betrieb (s. Abschnitt 6.1 und Abschnitt 6.2) durchgeführt, da hier kleine Einspritzmengen auch in der Nähe der oberen

Totpunkte von Haupt- und Zwischenkompression zur Verfahrenssteuerung eingesetzt werden sollen, wobei der Kraftstoff möglichst ohne Kolbenkontakt in die Gasphase überführt werden sollte.

6.3.2 Experiment

Zur Untersuchung des Sprays wurde das Sprayverhalten sowohl mit einem konventionellen UV-Objektiv (UV-Nikkor, *f* = 105mm, *f*/4.5) durch den Glasring, als auch mit Hilfe des Beobachtungsendoskops [23] untersucht. Zur Bildaufnahme kam eine Kamera vom Typ „Imager Intense“ (LaVision) zum Einsatz. Die Einkopplung des von einem Nd:YAG-Laser des Herstellers BMI (BMI AL.152 C) erzeugten Laserstrahls (Wellenlänge 355 nm) erfolgte in beiden Fällen mit Hilfe des im Zylinderkopf montierten kontinuierlichen Lichtschnittendoskops (s. Abschnitt 6.2.2). Dieser Einbauort wurde gewählt, um möglichst wenige Reflektionen des Lichtschnitts beim Auftreffen auf die Brennraumoberfläche zu verursachen. Hierdurch gelang es, nur wenige Teile der Brennraumoberfläche im für die Messungen interessanten Bereich zu treffen, so dass störende Reflektionen nur an Teilen der Einspritzdüsenspitze und an den Bügeln der Zündkerze auftreten konnten. Die Einkopplung des Lasers in das Lichtschnittendoskop erfolgte wie bereits bei den in Abschnitt 6.2.2 beschriebenen Messungen mit Hilfe eines Strahlführungsarmes (LaVision). Die Anordnung der Endoskope für die Streulichtmessungen entspricht der in Abbildung 6.11 dargestellten Anordnung für die Untersuchungen im HCCI-Betrieb.

Bei Verwendung des Glasrings erfolgt die Beobachtung aus der gleichen Richtung wie beim Beobachtungsendoskop, jedoch mit dem konventionellen UV-Objektiv. Mit beiden Methoden kann der Verlauf der Einspritzung bis zur Verdampfung des Sprays nachvollzogen werden, jedoch ergibt sich bei Verwendung des Glasrings ein im Vergleich zur endoskopischen Messung größerer Beobachtungsbereich. Abbildung 6.19 zeigt einen Vergleich der Beobachtungsbereiche für beide Versuchsaufbauten bei identischen Betriebsbedingungen und Messzeitpunkt sowie den durch das Lichtblatt erfassten Ausschnitt des Beobachtungsbereichs. Hierbei zeigt sich, dass ab einer bestimmten Eindringtiefe des Sprays die Sprayspitze auf der rechten Seite den Bereich des Lichtschnitts verlässt, so dass ab dieser Eindringtiefe nur die linke Seite des Sprays für die Messungen verwendet werden kann. Eine weitere Einschränkung ergibt sich für die endoskopischen Messungen in der Nähe des oberen Totpunkts, da, bedingt durch den Einbau des Beobachtungsendoskops in den Endoskopring, ab ca. 70°KW vor OT die Zugangsbohrung zunehmend durch den Kolben verdeckt wird, bis schließlich der gesamte Zugang verschlossen ist. Hierdurch sind Messungen in der Nähe des OT nur mit Hilfe des Glasrings möglich.

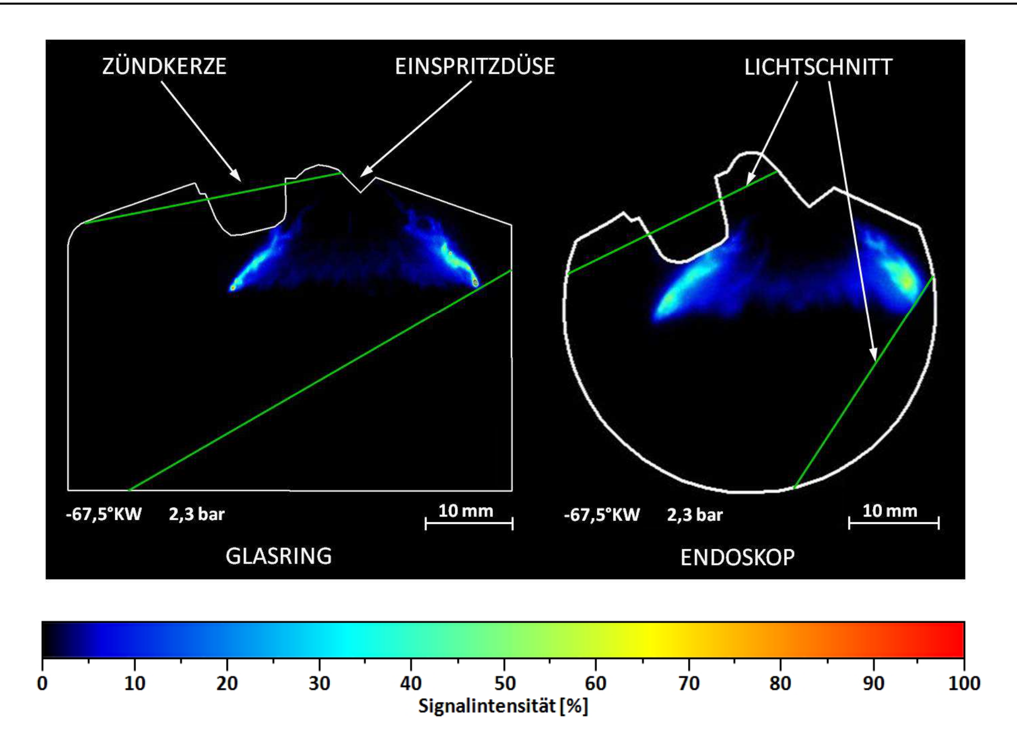


Abbildung 6.19: Vergleich der Beobachtungsbereiche bei Messungen mit Glasring und mit Endoskop

Der Motor wurde für die Versuche mit einer Drehzahl von 1200 min^{-1} mit PRF70 bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,4$ fremdgezündet betrieben. Die Einspritzung erfolgte mit einem Druck von 120 bar. Für die Temperatur des Kraftstoffs wurde davon ausgegangen, dass diese sich zum Einspritzzeitpunkt aufgrund des guten thermischen Kontakts der Einspritzdüse mit dem Zylinderkopf an die Kühlwassertemperatur von 60°C angeglichen hatte. Die Einspritzung wurde in eine Haupteinspritzung von 13 mg/ES und eine zweite Einspritzung zur Untersuchung der Sprayausbreitung von 5,6 mg/ES aufgeteilt. Hierbei wurde die erste Einspritzung in allen Versuchen bei –240°KW vorgenommen, wohingegen die zweite Einspritzung wie in Abbildung 6.20 dargestellt zu verschiedenen Kurbelwinkeln in der Hauptkompression erfolgte. Hierdurch konnte der Einfluss unterschiedlicher Brennraumdrücke und Temperaturen auf das Sprayverhalten untersucht werden, ohne das Betriebsverhalten des Motors durch Veränderung des Haupteinspritzzeitpunktes und hiermit verbundener Änderungen des Mischungsverhaltens zu beeinflussen. Die Wahl der Einspritzzeitpunkte erfolgte so, dass ein möglichst großer Bereich der innerhalb eines Zyklus auftretenden Dichten abgedeckt wurde, da die Dichte des Gases im Brennraum von vorrangiger Bedeutung für die Eindringtiefe ist [95]. Durch Interpolation zwischen den so gemessenen Eindringtiefen können anschließend Eindringtiefen für nicht vermessene Gasdichten abgeschätzt werden. Um die Brennraumtemperatur und somit die Dichte des Gases im Brennraum zu ermitteln, wurde wie auch für den HCCI-Betriebspunkt eine 1D-Simulation durch das IFKM erstellt, deren Ergebnisse ebenfalls in Abbildung 6.20 dargestellt sind.

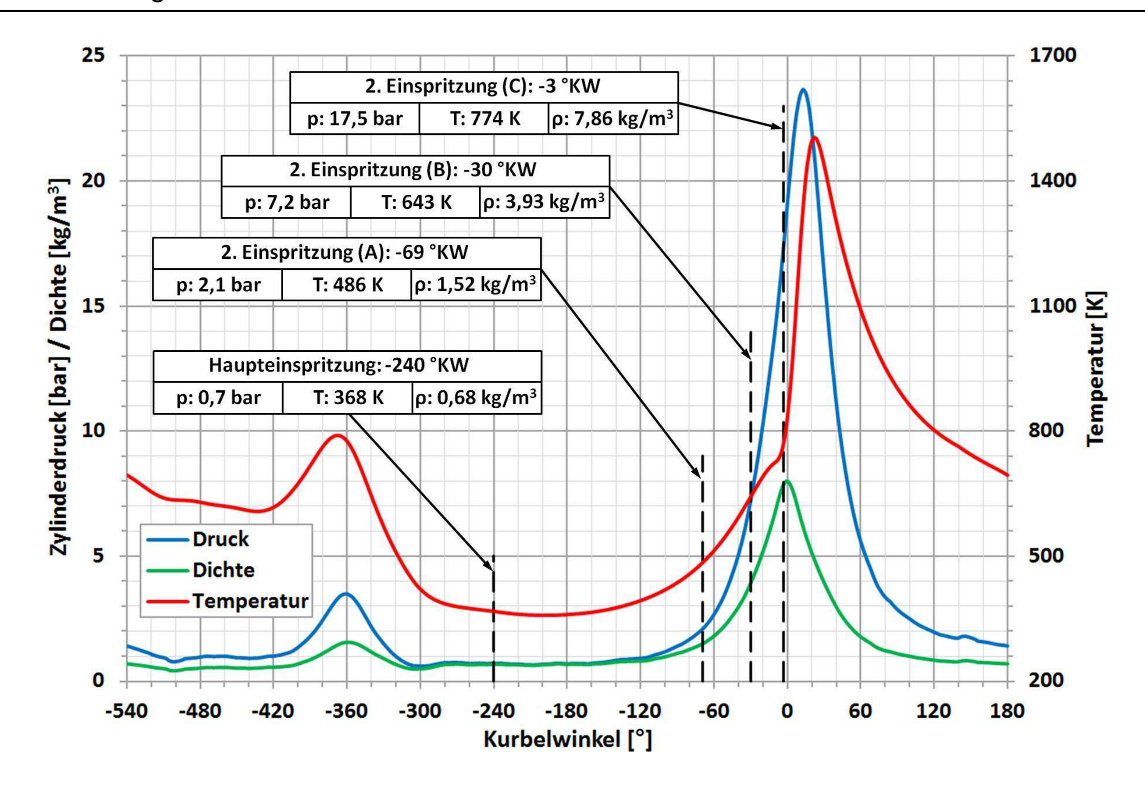


Abbildung 6.20: Einspritzzeitpunkte der Spraymessungen dargestellt anhand des Zylinderdruckverlaufs sowie Ergebnisse (Temperatur und Dichte im Brennraum) einer 1D-Simulation dieses Betriebspunktes

6.3.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse mit Detektion durch den Glasring sind in Abbildung 6.21 vergleichend für vier verschiedene Zeitpunkte nach Einspritzbeginn dargestellt. Die gezeigten Bilder wurden hierbei mit gemittelten Hintergrundbildern (Mittelwert aus 25 Aufnahmen) der jeweiligen Kurbelwinkel bei eingeschaltetem Laser jedoch ohne Einspritzung korrigiert, um durch Reflektionen des Laserstrahls an den Brennraumoberflächen verursachtes Signal zu entfernen. Anhand der Aufnahmen werden die verschiedenen Phasen der Sprayausbreitung deutlich. Während der Einspritzung zeigen sich im Schnitt durch das kegelförmige Kraftstoffspray zunächst zwei dünne Kraftstoffstrahlen, die sich mit zunehmender Einspritzdauer und Eindringtiefe durch Interaktion mit dem umgebenden Gas, vor allem im Bereich der Sprayspitze, immer mehr verbreitern, so dass ein keulenförmiger Querschnitt entsteht. Im Bereich zwischen den beiden Strahlen sind die nicht geschnittene Innen- und Außenfläche des Spraykegels durch indirekt gestreutes Licht trotz geringerer Signalintensität deutlich zu erkennen (0,6 und 1,2°KW nach EB). Im weiteren Verlauf löst sich nach Ende der Einspritzung der Spraykegel zunächst von der Einspritzdüse, während das Spray weiter in den Brennraum vordringt und zunehmend verdampft. Dieser Umstand wird durch die abnehmende Signalintensität und Querschnittsfläche der Sprayspitzen sowie durch das Verschwinden des Signals der Innen- und Außenflächen deutlich (1,8 und 2,4°KW). Am Ende der Messung ist nur noch ein schwaches Signal der Sprayspitze zu erkennen, bis auch dieses verschwindet.

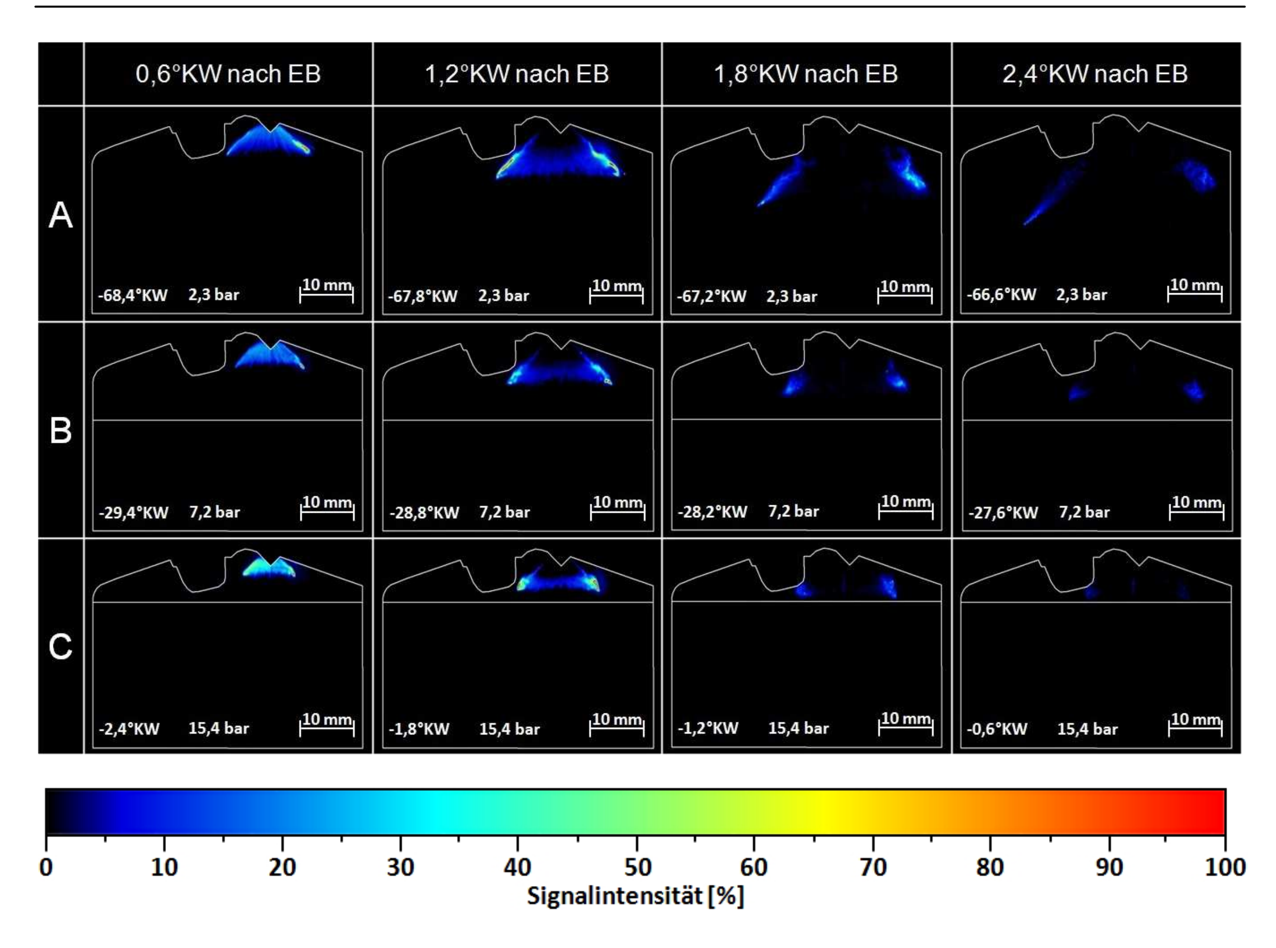


Abbildung 6.21: Ergebnisse der Streulichtmessungen durch den Glasring

Durch Vergleich der Fälle A bis C ist in Abbildung 6.21 deutlich erkennbar, dass die Eindringtiefe zu gleichen Zeitpunkten nach Einspritzbeginn mit zunehmender Gasdichte abnimmt. Auch die Geschwindigkeit der Ausbreitung nimmt deutlich ab, wohingegen die sinkende Signalintensität der Messungen bei 1,8 und 2,4°KW nach EB auf die zunehmende Verdampfungsgeschwindigkeit der Kraftstofftropfen durch die bei höheren Drücken gesteigerte Temperatur zurückzuführen ist. In allen Fällen wird deutlich, dass der Ausbreitungspfad des Sprays sehr nah an der Zündkerze vorbeiführt, so dass zumindest eine teilweise Benetzung der Elektroden nicht ausgeschlossen werden kann, auch wenn die durchgeführten Messungen keine eindeutigen Hinweise hierfür liefern, da Signal in unmittelbarer Nähe der Zündelektroden aufgrund von Reflektionen des Lichtschnitts an der Zündkerze nicht eindeutig zugeordnet werden kann. Ebenso kann im Fall C aufgrund des geringen Abstands zwischen sichtbarem Spray und Kolbenoberfläche davon ausgegangen werden, dass es zur Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff kommt.

Das für die Messungen über den Glasring beschriebene Verhalten konnte auch bei den in Abbildung 6.22 dargestellten endoskopischen Messungen beobachtet werden. Die Untersuchung des Fall C war hierbei jedoch nicht möglich, da die Zugangsbohrung im Endoskopring in der Nähe des oberen Totpunkts vom Kolben verdeckt wird. Die Nachbearbeitung der Bil-

der erfolgte wie bei den Aufnahmen durch den Glasring mit einer Hintergrundkorrektur. Zusätzlich wurden die Bilder mit Hilfe eines vor den Messungen aufgenommenen Kreuzrasters entzerrt (Details s. weiter unten).

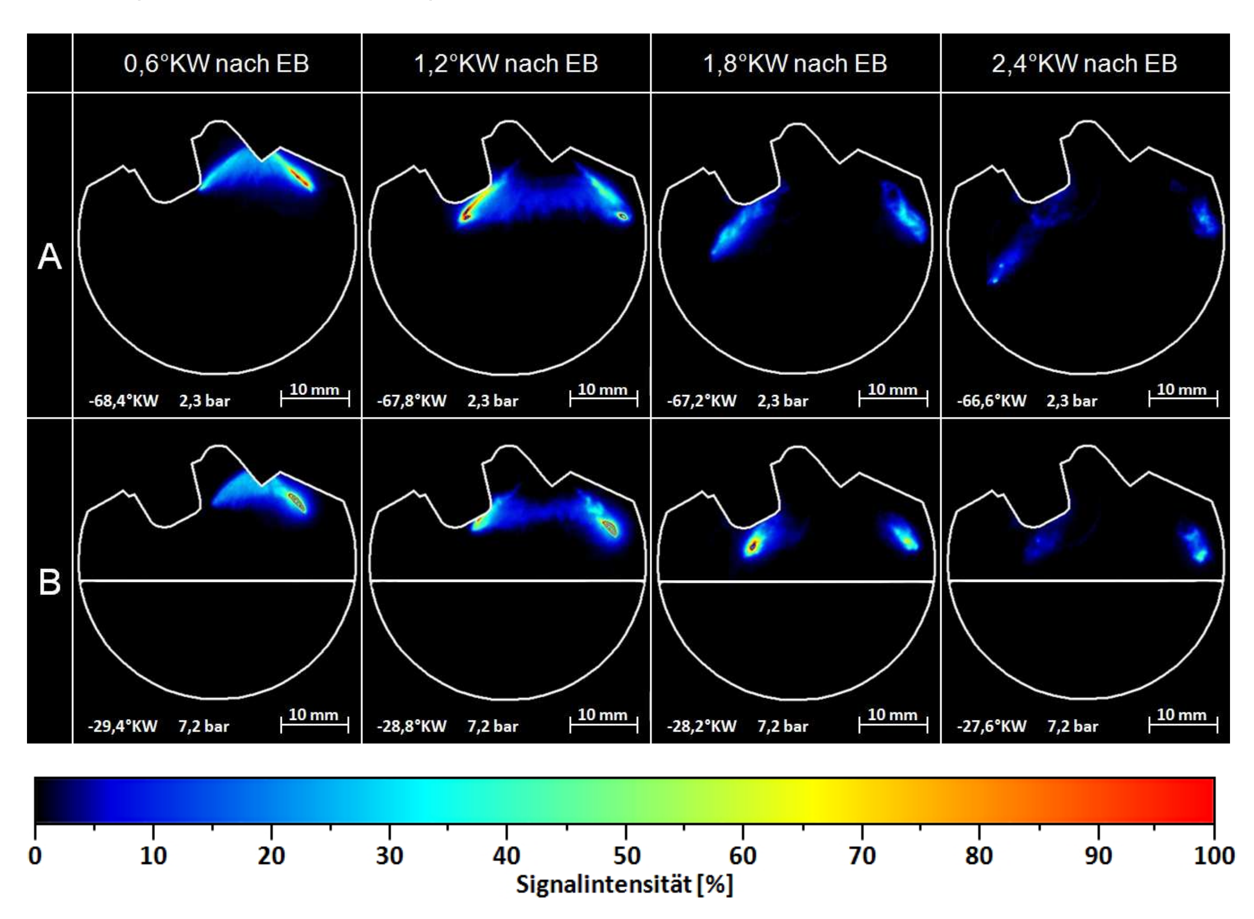


Abbildung 6.22: Ergebnisse der Streulichtmessungen durch das Endoskop

Zur Gewinnung vergleichbarer Daten der Einspritzmessungen für die Glasringmessungen und die endoskopischen Messungen wurden die Eindringtiefen anhand der Bilder ermittelt. Hierzu wurde zunächst eine Hintergrundkorrektur der Bilder mit Hilfe einer gemittelten Messung ohne Einspritzung durchgeführt, um störende Reflektionen des Lichtschnitts an den Bauteilen weitestgehend zu entfernen. Die durch den Einsatz der Endoskope verursachte Verzerrung der Bilder wurden mit Hilfe eines bei Motorstillstand aufgenommenen Rasters korrigiert (Verfahren s. [23]). In beiden Fällen wurde das gleiche Raster zusätzlich zur Bestimmung des Maßstabs der Aufnahmen eingesetzt. Zur Ermittlung der Eindringtiefe wurden die Bilder Serien-gemittelt und für beide Aufnahmemethoden anschließend ein Schwellwert definiert, der sich an der Signalintensität des Sprays in der spätesten Phase der Sprayausbreitung, vor der vollständigen Verdampfung des Sprays, orientierte. Anhand der so erzeugten gemittelten, binären Spraybilder wurde anschließend mit Hilfe der in Abbildung 6.23 dargestellten geometrischen Beziehungen die Eindringtiefe in Abhängigkeit der Zeit nach Einspritzbeginn ermittelt. Der Einspritzbeginn wurde hierbei als derjenige Zeitpunkt bzw. Kur-

belwinkel definiert, ab dem der Austritt von Kraftstoff an der Einspritzdüse zu verzeichnen war. Soweit möglich, wurden bis zum Übertreten der Grenzen des Lichtschnitts auf der rechten Seite beide Seiten des Sprays für die Messung verwendet und die Resultate gemittelt. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 6.24 dargestellt.

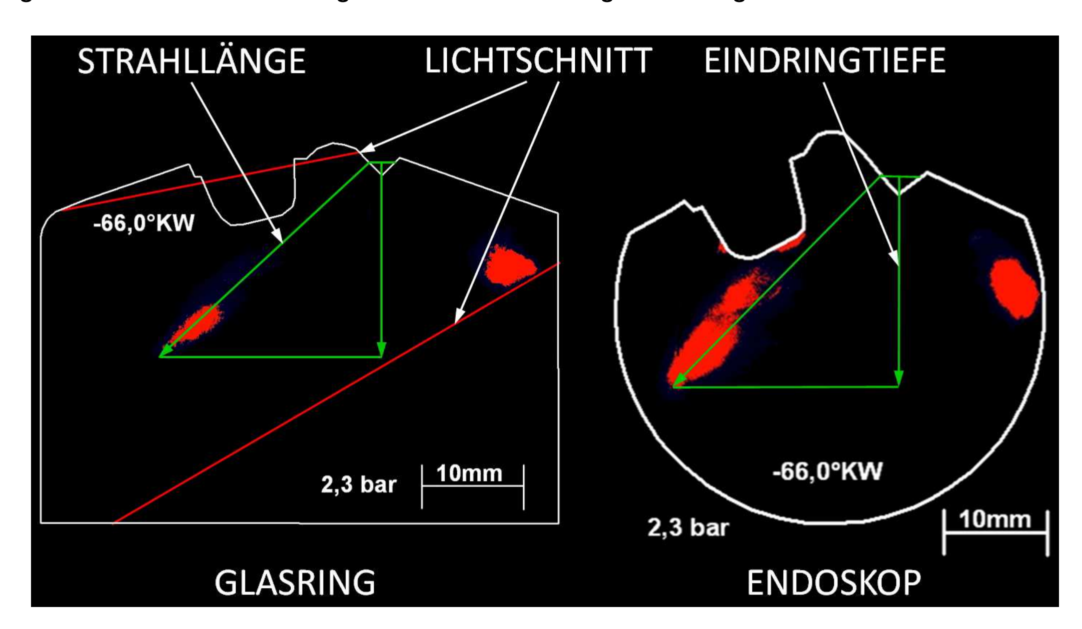


Abbildung 6.23: Vorgehen zur Bestimmung der Eindringtiefe

Zunächst zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Messergebnisse mit Glasring und Endoskopen. Die Abweichungen der Messergebnisse voneinander liegen immer unterhalb von einem Millimeter, was für die Messungen bei 2,1 bar maximal etwa 5% und bei 7,2 bar etwa 8% der maximalen Eindringtiefe entspricht. Diese Unterschiede können auf die Auswertung der Messungen zurückzuführen sein, da insbesondere zu längeren Zeiten nach Einspritzbeginn die Sprayspitze durch die fortschreitende Verdampfung und Verbreiterung des Sprays nicht mehr klar definierbar ist. Daneben kann auch der Einsatz des Endoskoprings zu einer geringfügigen Veränderung der thermischen Eigenschaften des Brennraumes und auch der Temperaturentwicklung im Verlauf der Kompression führen. Aufgrund seiner dickwandigen Ausführung aus Stahl ist anzunehmen, dass eine höhere Wärmeabfuhr aus dem Brennraum erfolgt, so dass die Ladung insgesamt kälter als beim Einsatz des Glasrings ist, was durch geringere Verdampfung zu einer Erhöhung der Eindringtiefe führt. Hierfür spricht auch das beim Einsatz des Endoskoprings, bei ansonsten unveränderten Parametern, allgemein unruhigere Betriebsverhalten des Motors und der im geschleppten Betrieb um etwa 0,4 bar geringere Spitzendruck im oberen Totpunkt. Insgesamt lässt sich jedoch eine gute Übereinstimmung der Resultate feststellen, so dass die Endoskope auch für die Messung von Eindringtiefen eingesetzt werden können.

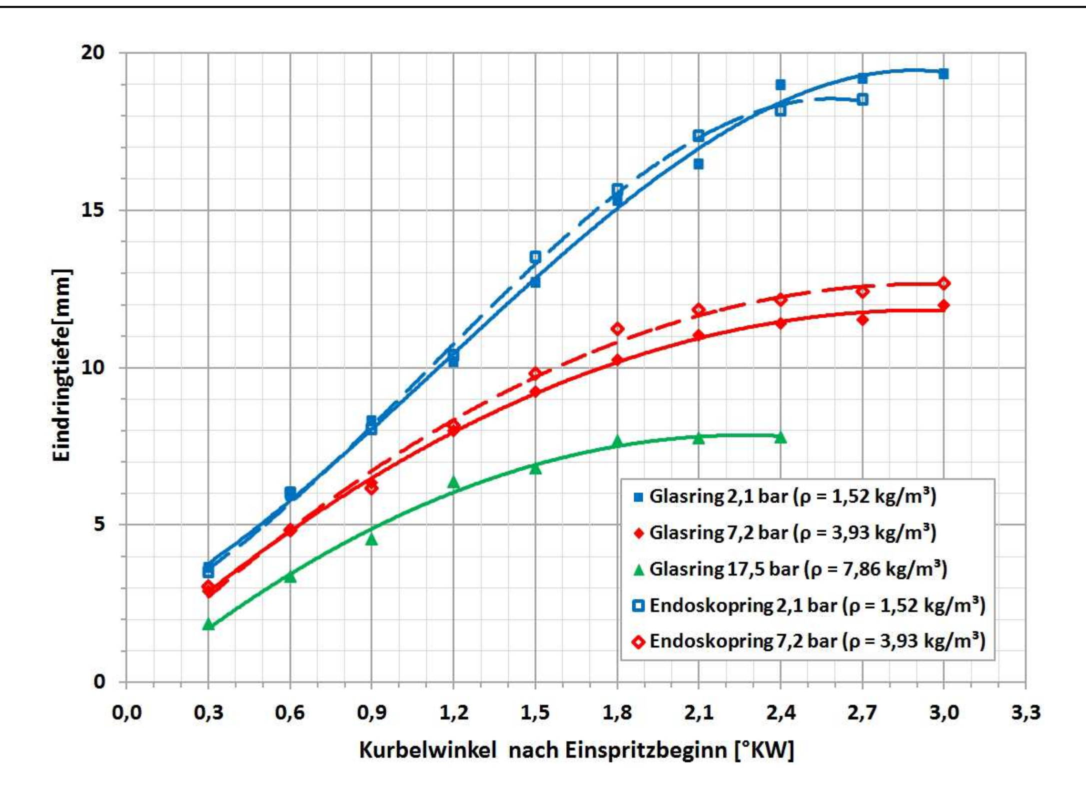


Abbildung 6.24: Eindringtiefen gemessen über Glasring und Endoskop

Weiterhin ist zu erkennen, dass die Eindringtiefe mit zunehmendem Zylinderinnendruck bzw. steigender Gasdichte stark abnimmt, was auf die erhöhte Dichte des in das Spray eingetragenen Gases zurückzuführen ist, da dieses beim Eintrag in das Spray beschleunigt wird, wohingegen das Spray selbst durch Übertragung seines Impulses auf das Gas entschleunigt wird, so dass bei zunehmender Dichte die kinetische Energie des Sprays schneller auf das Gas übertragen wird und die Eindringtiefe sinkt. Dies führt, wie in Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 zu erkennen ist, mit zunehmendem Druck zu einer Verbreiterung der Sprayspitze und insbesondere im Fall C zur schnelleren Verdampfung und Durchmischung von Kraftstoff und Luft. Als weiteres Ergebnis ist festzuhalten, dass bei einer festen Einspritzmenge abhängig vom Zylinderdruck die Eindringtiefe bei einem bestimmten, mit steigender Gasdichte sinkendem Wert stagniert, also eine stationäre Eindringtiefe erreicht wird, die unter den gegebene Randbedingungen nicht überschritten werden kann.

Für die Abschätzung der Eindringtiefe bei zukünftigen Messungen wurden für die mit Hilfe des Glasrings gewonnenen Messergebnisse Näherungsgleichungen ermittelt (s. Abbildung D.6) mit deren Hilfe sich auch Eindringtiefen für Gasdichten abschätzen lassen, die zwischen den gemessenen Dichten liegen. Zur weiteren Untersuchung des Mischungsverhaltens sollte in zukünftigen Versuchen der Einsatz ergänzender LIF-Messungen in Erwägung gezogen werden, insbesondere um die Ausbreitung des verdampften Kraftstoffs zu untersuchen und so zu ermitteln, ob und in welchem Zeitrahmen auch tiefere Bereiche des Brennraumes mit kleinen Einspritzmengen erreicht werden können. Hierbei könnte auch die

Aufteilung der zweiten Einspritzung in eine Abfolge kleinerer Einspritzmengen sinnvoll sein, um höhere Gesamt-Eindringtiefen in für den Motorbetrieb sinnvollen Zeiten zu erreichen. Hierbei müsste jedoch zuvor das Verhalten der Einspritzdüse mit anderen Ansteuerprofilen, d.h. steileren Aufladerampen und Teilhüben der Düsennadel untersucht werden, um geringere Einspritzmengen pro Einspritzung realisieren zu können (s. Abschnitt 5.4.1).

6.4 Weitere Messungen mit verschiedenen Techniken

Neben den in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen Messungen wurden während der Entstehungszeit dieser Arbeit zahlreiche weitere Messungen unter Federführung anderer Experimentatoren im Rahmen ihrer Projekte und zum Teil in Zusammenarbeit mit externen Projektpartnern durchgeführt. Da einige der in Abschnitt 5 beschriebenen technischen Eigenschaften im Rahmen dieser Projekte implementiert bzw. genutzt wurden, sollen einige dieser Untersuchungen zur Vervollständigung im folgenden kurz vorgestellt werden, wobei für detaillierte Informationen auf die jeweiligen Publikationen verwiesen wird.

6.4.1 Thermophosphormessungen

Zur Untersuchung von Wärmeübergangsprozessen im Brennraum sind Wandtemperaturmessungen im Brennraum erforderlich. Unter anderem können zu diesem Zweck mit Seltenerdmetallen dotierte keramische Materialien verwendet werden. Diese werden mit Hilfe eines Bindemittels auf die Brennraumoberfläche aufgebracht und (nach Trocknung) mit Hilfe eines UV-Laserpulses angeregt. Das Abklingen der resultierenden Phosphoreszenz ist abhängig von der Material- bzw. der Oberflächentemperatur und kann mit Hilfe einer High-speed-Kamera erfasst und so die Oberflächentemperatur ermittelt werden.

Unter Ausnutzung der guten optischen Zugänglichkeit des Brennraumdachs des optischen Motors wurde die Eignung des Materials $Gd_3Ga_5O_{12}$:Cr sowie verschiedener Bindemittel für thermografische Messungen an den Auslassventilen erprobt. Die Versuche erfolgten sowohl im geschleppten als auch im gefeuerten Betrieb. Ergebnisse sind, wie in Abbildung 6.25 gezeigt, Temperaturverteilungen eines Teils der Ventiloberfläche zu verschiedenen Zeitpunkten des Zyklus sowie daraus abgeleitete Temperaturverläufe über den gesamten Zyklus in einzelnen Bereichen. Durch die geschilderten Untersuchungen konnte die Eignung der verwendeten Phosphor-Bindemittel-Kombination unter Beweis gestellt werden, so dass diese inzwischen auch für weitere Messungen an anderen Versuchsträgern angewendet werden konnte [96].

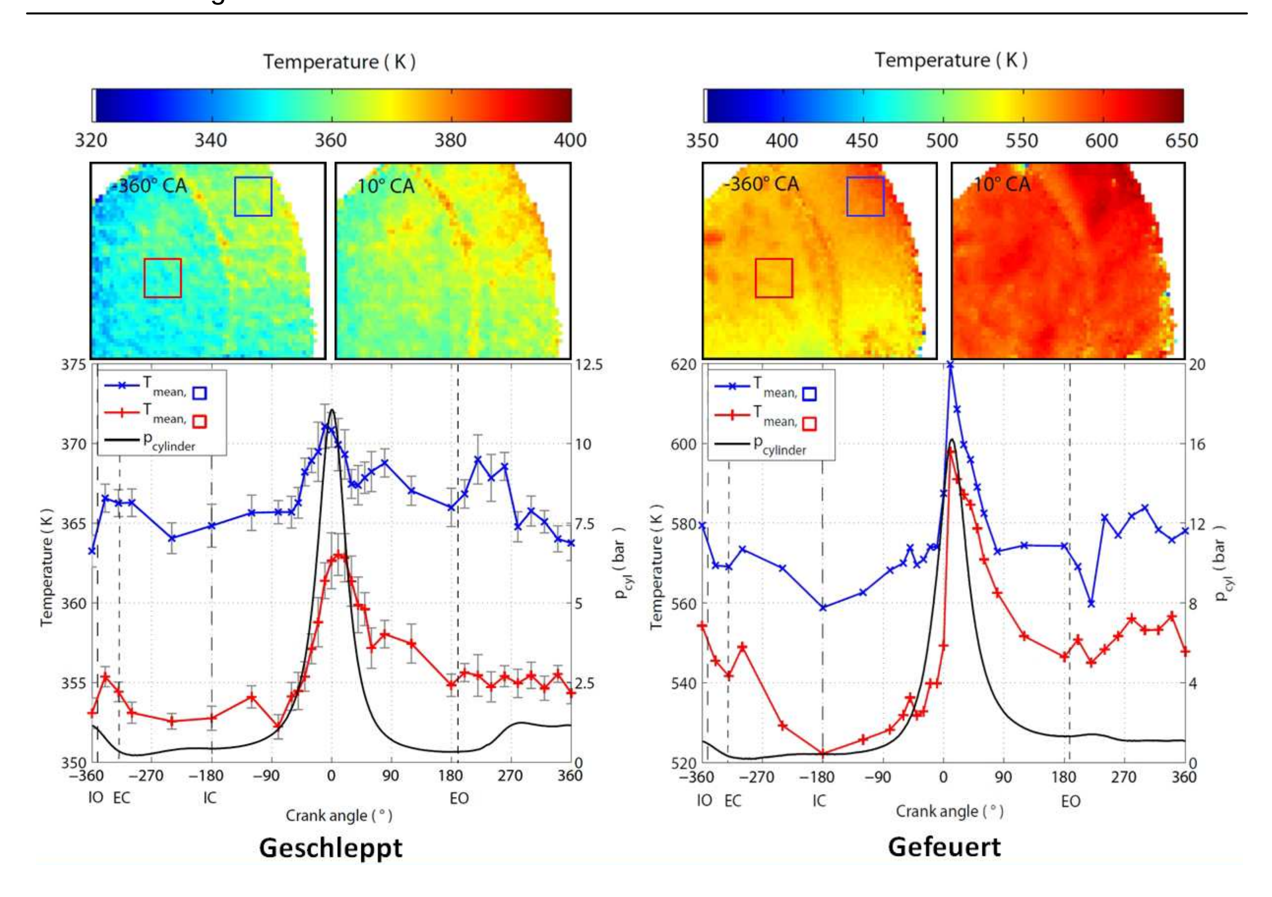


Abbildung 6.25: Ergebnisse der thermophosphorischen Messungen am Auslassventil für geschleppten und gefeuerten Betrieb [96]

6.4.2 Toluol-LIF-Messungen der thermischen Inhomogenität im Brennraum

Der Reaktionsbeginn ist bei HCCI-Brennverfahren u.A. von der Temperaturhomogenität der Mischung abhängig, da die lokale Temperatur die Selbstzündneigung beeinflusst (s. auch Kapitel 2.2.3). Zur Untersuchung von Temperaturinhomogenitäten, die durch Wärmeübertragung an den Brennraumwänden sowie durch Konvektion hervorgerufen werden, wurden Messungen am optischen Motor vorgenommen.

Hierzu wurde die temperaturabhängige Fluoreszenz von Toluol bei einer Anregungswellenlänge von 248 nm (KrF excimer Laser) genutzt. Das Toluol wurde hierbei, gemischt mit 50% Iso-Oktan, mit Hilfe der A-Düse in das Einlassberuhigungsvolumen eingespritzt, um eine möglichst homogene Mischung im Brennraum zu erzielen. Der Lichtschnitt wurde mit Hilfe des Umlenkspiegels durch das Kolbenglas in die Brennraummitte eingekoppelt. Die Messung des Fluoreszenzsignals erfolgte über den Glasring. Zur Vermeidung von Sauerstoffquenching wurden die Untersuchungen mit Stickstoff an Stelle von Luft durchgeführt und der Motor nur geschleppt. Nach Hintergrund- und Anregungsleistungskorrekturen wurde die Höhe und Verteilung von Temperaturfluktuationen einzelner Zyklen wie in Abbildung 6.26 gezeigt über die Division von Einzelbildern durch das Mittelwertbild aller Aufnahmen ermittelt.

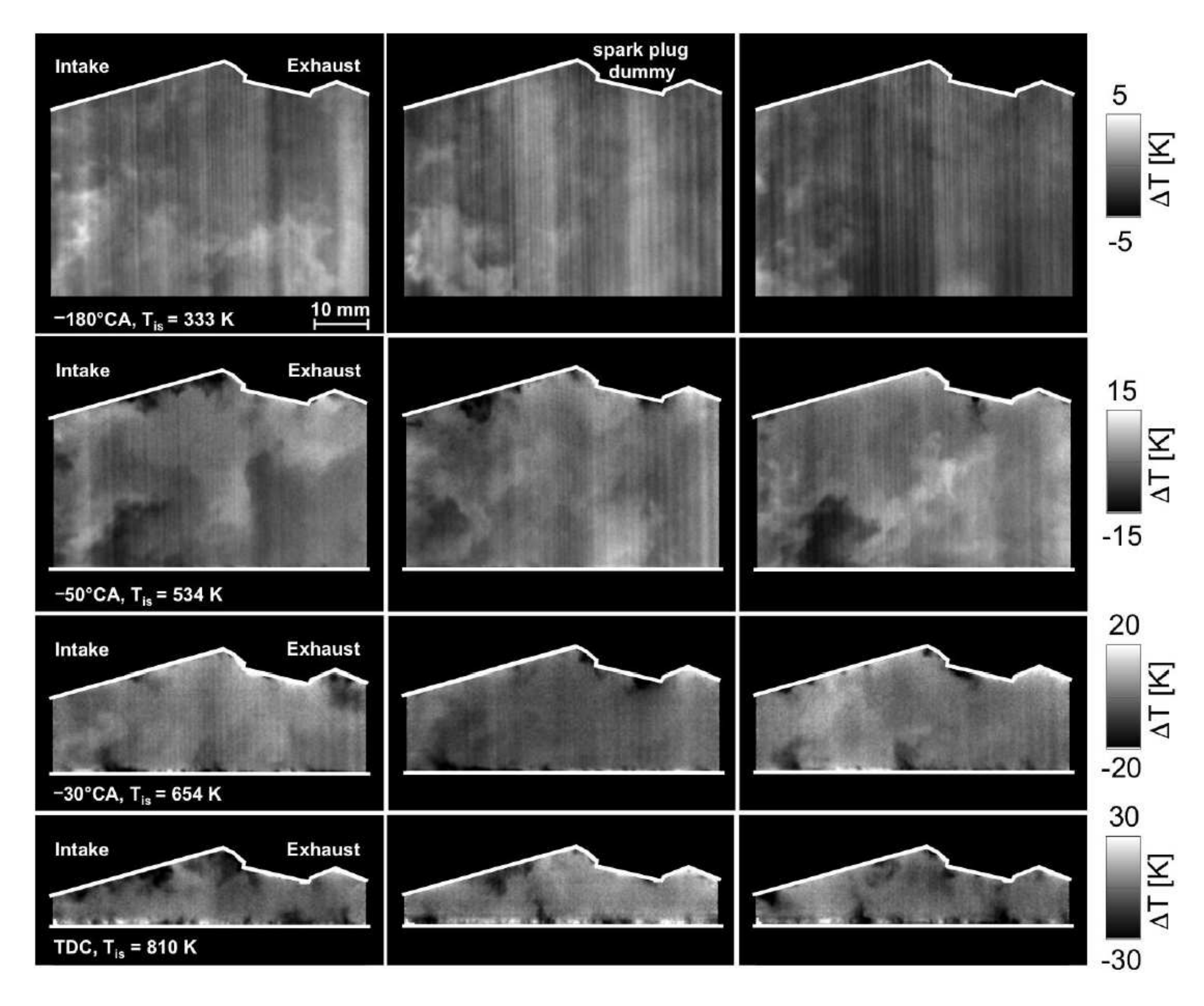


Abbildung 6.26: Einzelzyklusergebnisse der Messungen von Temperaturinhomogenitäten mittels Toluol-LIF im Brennraum des optischen Motors [97]

Die Ergebnisse zeigen, dass im UT nur geringe, recht gleichmäßig verteilte Inhomogenitäten vorliegen, und sich im Laufe der Verdichtung immer stärkere und größere Fluktuationen ausbilden, die gegen Ende der Verdichtung sogar bis in das Zentrum des Brennraumes vordringen. Außerdem zeigt sich auf der Kolbenoberfläche eine ca. 2 mm dünne Schicht mit über dem Mittelwert liegenden Temperaturen, in der sich die Temperaturfluktuationen in sehr kleine Bereiche aufteilen, wohingegen am Brennraumdach keine solche Grenzschicht beobachtet werden kann und die Temperaturinhomogenitäten wesentlich größer ausgeprägt sind und nicht die gemittelte Temperatur übersteigen. Der Grund für dieses Phänomen konnte bislang nicht ermittelt werden [97]. Weitere Untersuchungen auf diesem Gebiet sind geplant, u.A. mit Hilfe von hoch-repetitiver Messtechnik [98].

6.4.3 Particle Image Velocimetry (PIV)

Zur Gewinnung von Informationen über die Zylinderinnenströmung wurde PIV in der Ansaug- und Kompressionsphase durchgeführt. Diese Messungen liefern Informationen zum Stoff-

und Wärmetransport im Brennraum und stellen daher auch eine wichtige Informationsquelle zur Validierung numerischer Simulationen dar.

Die zur Messung notwendigen Partikel wurden mit Hilfe eines Tröpfchengenerators aus Diethylhexylsebakat (DEHS) erzeugt und der Ansaugluft über eine der Düsenbohrungen im Ansaugberuhigungsvolumen zugesetzt. Die Konzentration der Partikel wurde so gering gewählt, dass eine zuverlässige Auswertung ermöglicht, gleichzeitig aber auch ein übermäßiger Niederschlag von DEHS auf den Glasbauteilen und die damit einhergehende Beeinträchtigung der Messungen verhindert wurde. Der Messbereich erstreckte sich von –300°KW bis –50°KW und war in 5°KW-Schritte aufgeteilt. Die räumliche Auflösung betrug etwa 1*1 mm². Einige der so ermittelten Strömungsfelder (Mittelwerte) sind in Abbildung 6.27 gezeigt.

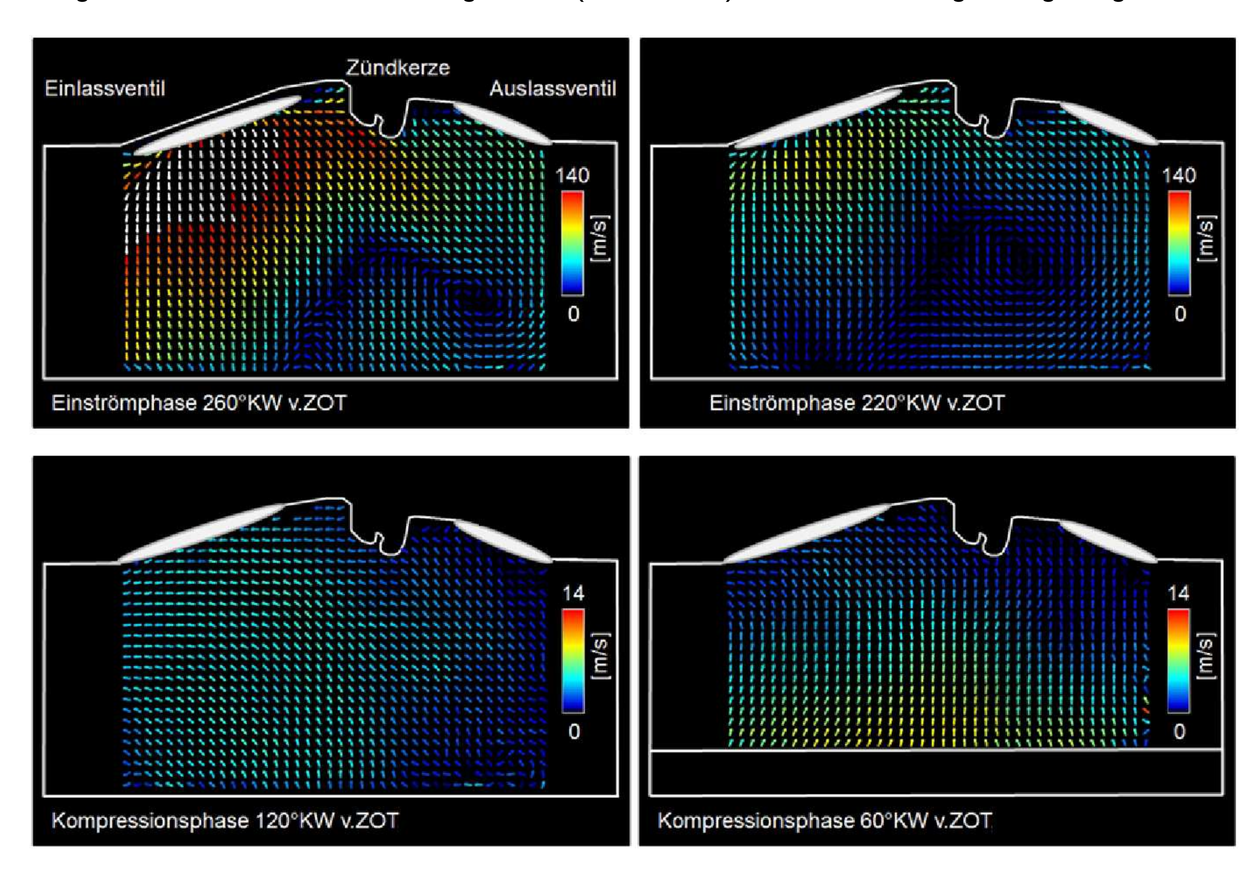


Abbildung 6.27: Mit Hilfe von PIV-Messungen gewonnene, gemittelte Strömungsfelder im Brennraum des optischen Motors [99]

Aus den Ergebnissen wird deutlich, dass während des Einströmens, hervorgerufen durch den Spalt zwischen Ventil und Ventilsitz, zunächst sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten vorliegen, wodurch es zum Teil zu einer Abscheidung der Tröpfchen auf den Brennraumwänden kommt, da diese aufgrund ihrer Trägheit der Strömung bei scharfer Umlenkung an der Wand nicht mehr folgen können. Im weiteren Verlauf fällt die Geschwindigkeit immer weiter ab und der anfänglich dominierende Einfluss der Einströmung auf die Ladungsbewegung wird immer mehr durch den Wandeinfluss und den Einfluss des sich bewegenden Kol-

bens abgelöst. Insgesamt konnten während der Messung weite Teile der Ansaug- und Verdichtungsphase durch Messungen abgedeckt werden, allerdings nur bis zu dem Zeitpunkt, an dem durch den verdichtungsbedingten Temperaturanstieg das Verdampfen der Tröpfchen keine sinnvolle Messung mehr zulässt. Daher soll in zukünftigen Messungen auch die Möglichkeit des Einsatzes von Feststoffpartikeln untersucht werden [99].

6.4.4 Tunable Diode Laser Absorption Spectroscopy (TDLAS)

Zur Quantifizierung des unvermeidbaren Restgasanteils nach dem Ladungswechsel oder des absichtlich zugemischten Anteils durch AGR wurden am optischen Motor Messungen mit Hilfe der *Tunable Diode Laser Absorption Spectroscopy* (TDLAS) vorgenommen. Zur Messung wird hierbei die Emissionswellenlänge des verwendeten Lasers durch schnelles abfahren einer Rampe des Betriebsstroms moduliert und so die wellenlängenabhängige Absorption im Probenvolumen (Brennraum) bestimmt. Durch Anfitten einer Modellfunktion an die Messergebnisse kann anschließend die Volumenkonzentration des Absorbermoleküls bestimmt werden. Vorteilhaft hierbei ist, dass mit Ausnahme der Charakterisierung der verwendeten Laserdiode keine Kalibration des Messsystems erforderlich ist [75].

Bei den vorgenommenen Messungen wurde die Absorption von Wassermolekülen zur Bestimmung des Restgasanteils verwendet. Zur Durchführung der Messungen am optischen Motor wurden zwei verschiedene Aufbauten zur Durchstrahlung des Brennraumes verwendet. Im ersten Ansatz wurde ein den Glasring umschließender Ring verwendet, an dem die Befestigungs- und Justagevorrichtungen für die zur Ein- und Auskopplung verwendeten Glasfasern angebracht sind. Da sich bei Vorversuchen am Quarzring zeigte, dass es bei ungünstigen Ein- und Auskopplungswinkeln aufgrund von Reflektionen zur unbeabsichtigten Ausbildung eines optischen Resonators und somit zur Störung der Messungen kommt, mussten verschiedene Ein- und Auskopplungswinkel untersucht werden. Hierdurch konnte das Signal wesentlich verbessert und anschließend erste Messungen vorgenommen werden. Erste Versuche mit diesem Aufbau wurden im geschleppten Zustand bei 2000 min^{-1} während der Kompressionsphase durchgeführt, wobei mit einer Auflösung von 3°KW gemessen werden konnte. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 6.28 anhand der ermittelten Wasserkonzentration von 1,09 Vol% dargestellt. Es zeigt sich, dass bis zu einem Brennraumdruck von etwa 2,5 bar eine geringe Standardabweichung von 0,02 Vol% vorliegt. bei höheren Drücken und Temperaturen steigt diese jedoch immer mehr an und erreicht einen Wert von 0,06 Vol%, wobei die mittlere Konzentration jedoch noch immer bei 1,07 Vol% liegt. Diese zunehmende Streuung kann z.B. mit den zu späteren °KW zunehmenden Druckanstiegsraten erklärt werden, die eine genaue Bestimmung des Drucks während des Messintervalls (3°KW) erschweren. Außerdem weicht die Verdichtung immer mehr von der angenom-

menen adiabaten Kompression ab und es bilden sich zunehmend Bereiche mit unterschiedlichen Temperaturen (s. auch Abschnitt 6.4.2). Außerdem sind noch Auswerteunsicherheiten aufgrund der verwendeten Datenbasis, des Anfittens und eventuellen Einflüssen der Umgebungsluftfeuchte zu berücksichtigen [100].

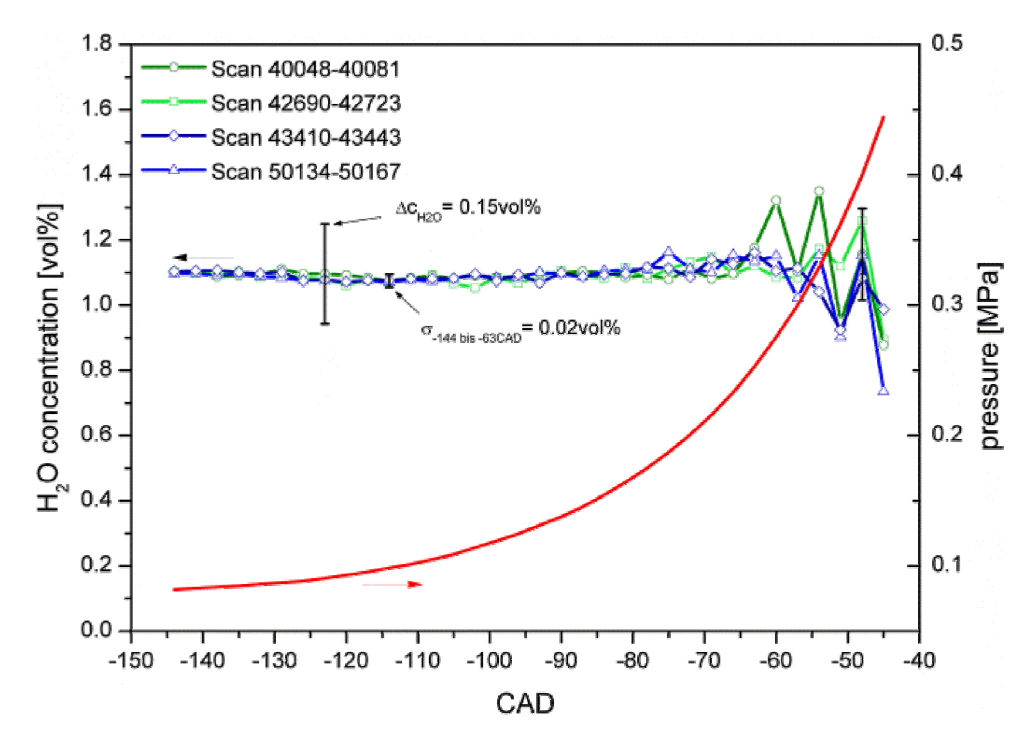


Abbildung 6.28: Ergebnisse der TDLAS-Messungen für die Kompressionsphase (die rote Linie zeigt den Zylinderdruckverlauf) [100]

Auf Basis der im Verlauf der ersten Messungen gewonnenen Erkenntnisse wurde für weitere Messungen der in Abbildung 5.9 gezeigte Zylinderring aus Stahl (TDLAS-Ring) entwickelt, der im Gegensatz zum ersten Aufbau die Möglichkeit bietet, verschiedene Fenstergeometrien und -materialien zu erproben. Außerdem ermöglicht er, wie auch der vorherige Aufbau, die Ausrichtung der Glasfasern sowie eine Durchspülung des Zwischenraums zwischen Glasfasern und Fenster mit Stickstoff zur Vermeidung von Messfehlern durch das in der Umgebungsluft enthaltene Wasser. Zusätzlich ermöglicht dieser Ring auch Messungen bei Betriebszuständen, die für den Einsatz des Quarzglasrings zu riskant sind (z.B. nahe der Klopfgrenze oder im HCCI-Betrieb) und bietet zudem eine wesentlich verbesserte Handhabbarkeit des Messaufbaus [75, 100]. Messungen mit diesem Ring wurden bereits durchgeführt, jedoch bisher nicht publiziert. In Zukunft sollen diese Messungen mit Messungen eines TDLAS-Zündkerzensensors verglichen werden und so letztendlich die Verwendung dieses Messverfahrens zur Ermittlung des Restgasanteils in optisch sonst nur schwer zugänglichen Motoren, wie z.B. Serienmotoren, ermöglichen.

6.5 Verbesserungspotentiale für bestehende und zukünftige Prüfstände

Obwohl im Laufe des Aufbaus des Prüfstands und der Durchführung der Versuche kontinuierlich Verbesserungen am bestehenden Aufbau vorgenommen und so die Zuverlässigkeit und Handhabbarkeit des optischen Motors verbessert werden konnte, bestehen noch Punkte, in denen Verbesserungen wünschenswert oder in Bezug auf zukünftige Messanforderungen notwendig sind. Aus den im Laufe der Zeit gemachten Erfahrungen lassen sich zudem Erkenntnisse ableiten, die in die zweckmäßige Gestaltung zukünftiger Prüfstände einfließen können, um deren effiziente Nutzung und Bedienbarkeit zu verbessern. Diese Potentiale sollen in den folgenden zwei Abschnitten näher erläutert werden.

6.5.1 Verbesserungen am bestehenden Prüfstand

Wie sich im Laufe der Versuche, insbesondere der HCCI-Versuche, immer wieder gezeigt hat, kommt der genauen Regelung des Ansaugluftzustands auf konstante und reproduzierbare Werte eine entscheidende Bedeutung zu. Diesbezüglich wurden bereits zahlreiche Verbesserungen vorgenommen (s. Abschnitt 5.5), jedoch könnte durch weitere Verbesserungen die Flexibilität des Motorbetriebs sowie die Reproduzierbarkeit des Ansaugzustands weiter verbessert werden.

Hier bestände z.B. in der Regelung der Ansaugluftfeuchte eine mögliche Verbesserung, da durch Änderungen der Luftfeuchtigkeit die Wärmekapazität der Ansaugluft und über diese auch das Betriebsverhalten des Motors beeinflusst wird. Diese Regelung könnte z.B. durch Abkühlen der Luft mit Hilfe eines Kalorifers bis unter den Taupunkt und anschließender Tropfenabscheidung erreicht werden, um so die Luftfeuchtigkeit auf einen Wert zu reduzieren, der bei allen Umgebungsbedingungen eingehalten werden kann. Alternativ könnte die Luft durch einen Sorptionsluftentfeuchter entfeuchtet werden. Hierbei stellt die größtmögliche Entfeuchtung der Luft die bevorzugte Lösung dar, da gegenüber der gezielten Befeuchtung auf einen bestimmten Wert der Regelungsaufwand wesentlich geringer ausfällt und außerdem keine Versorgung mit entsalztem Wasser erforderlich ist.

Weiterhin zeigte sich, dass ohne Luftvorwärmung mit dem gegebenen Verdichtungsverhältnis die für den HCCI-Betrieb erforderliche Verdichtungsendtemperatur nur schwer zu erreichen ist, wodurch sich die Verwendung des Motors im HCCI-Betrieb sehr schwierig und unflexibel gestaltete. Um neben der bereits nachgerüsteten Möglichkeit zur Vorwärmung der Ansaugluft auch eine Erhöhung des Ansaugdrucks zu ermöglichen, wäre die Nachrüstung eines Verdichters mit höherem Auslassdruck (mehrstufiger Seitenkanalverdichter, Rootslader etc.) erforderlich, sowie der druckfeste Umbau des Ansaugsystems, insbesondere des Beruhigungsfasses. Außerdem müssten alle Verbindungen auf ihre Eignung für einen höhe-

ren Betriebsdruck sowie ihre Dichtigkeit hin untersucht werden, um weiterhin die Genauigkeit der Ansaugluftmengenmessung zu gewährleisten. Durch die Druckerhöhung ergäbe sich neben einer generell höheren Flexibilität bei der Wahl des Betriebspunktes die Möglichkeit, die bei der Selbstzündung auftretenden Druckgradienten durch Erhöhung des Luftverhältnisses zu verringern, da durch die vergrößerte Ansaugluftmenge während der Verbrennung eine größere Gasmenge erwärmt werden muss, wodurch der Druckanstieg begrenz werden kann [15].

Des Weiteren könnte durch Verwendung eines Durchflussmengenreglers, der sowohl für die Verwendung mit Luft als auch mit Stickstoff geeignet ist, die Ansaugluftversorgung vereinfacht werden, da so die Ansaugluftmenge direkt geregelt werden könnte, statt sie über definierte Ansaugzustände mit entsprechendem Regelaufwand und anschließende Messung des Volumenstroms auf einen konstanten Wert einzustellen. Bei Verwendung einer Stickstoff- und Druckluftversorgung, könnte so auch auf die Entfeuchtung der Ansaugluft verzichtet werden und eine sehr einfache Umschaltung zwischen Luft und Stickstoffversorgung erfolgen. Bei entsprechend druckfester Auslegung des Ansaugsystems kann auch auf die Verwendung des o.g. Verdichters verzichtet werden, sofern ein erhöhter Ansaugdruck erwünscht ist. Da mit diesem Umbau jedoch ein hoher konstruktiver, zeitlicher und finanzieller Aufwand verbunden wäre, bietet sich die Verwendung eines solchen Ansaugluftsystems eher für den Aufbau eines neuen Prüfstands an.

Zur Verbesserung des Anfahrens von HCCI-Betriebspunkten könnte des Weiteren die Nachrüstung einer *variablen Nockenwellensteuerung* (VANOS) zur stufenlosen Einstellung der Steuerzeiten im laufenden Betrieb in Betracht gezogen werden, um so mit variablen Einstellungen einen kontinuierlichen Übergang zwischen fremdgezündeter und HCCI-Verbrennung zu ermöglichen. Diese Möglichkeit wurde bereits bei vielen Bauteilen während der ursprünglichen Planung berücksichtigt (Nockenwellenanschluss, Ölversorgung, Nockenwellenpositionsgeber, Kabelbaum) jedoch bisher nicht umgesetzt. Hierbei ist jedoch auch zu berücksichtigen, dass diese Variabilität die Gefahr birgt, durch unbeabsichtigte Einstellung falscher Steuerzeiten eine Kollision von Ventilen und Kolben hervorzurufen, was unweigerlich zu großen Schäden am Motor führen würde.

Bei all diesen möglichen Änderungen sollte neben der eigentlichen Verbesserungsmaßnahme auch der Einfluss auf den Prüfstand insofern bedacht werden, dass Ver- und Entsorgungsleitungen möglichst zentral geführt werden, um einen soweit wie möglich ungehinderten optischen Zugang zum Glasring und zum Kolbenglas zu ermöglichen. Außerdem sollten die erforderlichen Aggregate so platziert werden, dass ein möglichst ungehinderter physischer Zugang zum optischen Motor sowie zur Messtechnik gewährleistet ist.

6.5.2 Optimierungspotential für zukünftige Prüfstände

Im Folgenden sollen einige Aspekte zur Optimierung des Prüfstands erwähnt werden, die sich im Laufe des Aufbaus und Betriebs des optischen Motors als zweckmäßig erwiesen haben, sich jedoch aufgrund des damit verbundenen Aufwands nicht mehr vollständig und/oder konsequent umsetzen ließen, bei einer Neukonzeptionierung aber in vielen Fällen ohne erheblichen Aufwand im Gesamtkonzept berücksichtigt werden können.

So sollte insgesamt ein hoher Wert auf einen möglichst ungehinderten optischen Zugang zum Brennraum und zum Einkopplungsspiegel für das Kolbenglas gelegt werden. Um dies sicherzustellen, sollte bereits beim Grunddesign des Motors darauf geachtet werden, die notwendigen Verbindungen zwischen Grundmotor und Zylinderkopf möglichst auf einer Seite des Motors zu konzentrieren, um auf den anderen Seiten einen ungehinderten Zugang zu gewährleisten. Der Zahnriemen sollte hierbei so geführt werden, dass er möglichst weit seitlich am Brennraum vorbeiführt und nicht in der Mitte des Motors. Für die Versorgung des Zylinderkopfes mit Schmieröl und Kühlwasser sollten jeweils nur eine Zu- und eine Ablaufleitung vorgesehen und diese ebenfalls möglichst weit seitlich, am besten direkt neben dem Zahnriemen, mit dem Grundmotor verbunden werden. Ein gutes Beispiel für die Umsetzung dieser Prinzipien ist in [47] gezeigt. Alle weiteren Leitungen zur Versorgung des Zylinderkopfes wie z.B. die der Stromversorgung, Mess- und Regelleitungen, Ansaugluftversorgung und, falls möglich, die Abgasleitung sollten von oben an den Zylinderkopf herangeführt werden, um den Zugang nicht zu versperren. Dementsprechend sollte die Versorgung des Grundmotors von unten her erfolgen.

Im Bereich der optischen Zugänge sollten optische Platten so angebracht werden, dass ausreichend Platz zum Aufbau der Messtechnik zur Verfügung steht, gleichzeitig aber auch noch alle Bereiche der Platten für Justagearbeiten zu erreichen sind. Die Platten sollten, für später evtl. noch vorzunehmende Anpassungen, mit vertretbarem Aufwand in der Höhe veränderbar sein, so dass sich zur Montage Gestelle aus leicht und variabel zu montierenden Aluminiumprofilen anbieten. Diese sollten möglichst steif konstruiert sein und vom Motor und dem Antrieb schwingungsentkoppelt werden, um im späteren Betrieb nicht von den Schwingungen des Motors beeinträchtigt zu werden. Bei allen Komponenten, die zum Aufbau der Optik angeschafft oder selbst gefertigt werden, sollten von Beginn an ein einheitliches Rastermaß und eine einheitliche Schraubengröße zur Befestigung vorgesehen werden um den Bau von Anpassungsadaptern möglichst gering zu halten und eine gute Austauschbarkeit von Komponenten zu ermöglichen.

Die elektrische Versorgung (230 V~) des Prüfstands sollte über zwei unabhängig voneinander mit Not-Aus-Schaltern abgesicherte Versorgungsnetze erfolgen. An eine dieser Versor-

gungen sollten alle Geräte angeschlossen werden, die z.B. bei einem Not-Stopp des Motors, z.B. aufgrund eines Glasbruchs, bei Weiterbetrieb zu einer potentiellen Gefährdung der Benutzer sowie des Prüfstands führen können, oder aber selbst Schaden nehmen würden. Hierzu gehören z.B. Laser, Gebläse, Gasversorgungen oder auch eine elektrische Luftvorwärmung. Geräte hingegen, die keine unmittelbaren Gefahren hervorrufen können, oder eventuell bei einem plötzlichen Stromausfall Schaden nehmen könnten, wie z.B. Kameras, Messgeräte und Computer, sollten erst in einer zweiten Stufe abgeschaltet werden, um weitere unnötige Schäden oder Datenverlust möglichst zu vermeiden. Für beide Systeme sollte eine ausreichende und gut verteilte Anzahl von Steckdosen vorgesehen werden um das System hierdurch sicherer sowie leichter überschaubar zu halten. Des Weiteren hat sich der Aufbau eines zusätzlichen Niederspannungsnetzes mit 12 V Gleichspannung als sinnvoll erwiesen, da erfahrungsgemäß einige Bauteile aus dem Automobilbereich sowie verschiedenste Sensoren mit Spannung versorgt werden müssen. Durch zentrale Bereitstellung der Versorgungsspannung kann so die Anzahl zusätzlicher Netzteile und langer Versorgungskabel verringert werden. Die Leistung der Spannungsquelle sollte, aufgrund des häufig recht hohen Leistungsbedarfs der Automobilkomponenten, mindestens 1000 W betragen, wobei die Möglichkeit des Auftretens hoher Ströme bei der Wahl des Leitungsquerschnitts zu berücksichtigen ist.

Zur Übertragung von Mess- und Steuersignalen bietet es sich an, die Übertragungsleitungen in einem Anschlusskasten zusammenzuführen und von dort aus über ein vieladriges, gut abgeschirmtes Messkabel aus der Messkabine herauszuführen. Hierbei sollte die Masse der Signalleitungen nicht mit der Abschirmung der Sammelleitung oder der Prüfstandserde verbunden werden, um keine unbeabsichtigte Signalbeeinflussung der Kanäle untereinander zu verursachen. Am Anschlusskasten sollte für jeden Kanal mindestens ein weiterer Anschluss vorhanden sein, um das Signal auch in der Messkabine, z.B. für Einstellarbeiten oder zur Fehlersuche, leicht abgreifen zu können. Für die Signalleitungen sowie für die Niederspannungsversorgung (sofern von Seiten der Leistung zulässig) sollte ein einheitlicher Verbindungs- bzw. Leitungstyp wie z.B. BNC verwendet werden, um Anschlüsse leicht tauschen und defekte Kabel ersetzen zu können. Der Anschlusskasten in der Messkabine sollte mit einem Anschlusskasten außerhalb der Kabine verbunden werden, um die Signalerfassungs- und Steuerungsgeräte leicht anschließen zu können.

Die Steuerung des Prüfstands und die Datenerfassung/Messsteuerung sollte auf zwei getrennte Rechner aufgeteilt werden. Hierbei sollten alle Funktionen zur Steuerung des Motors, der Luftkonditionierung, der Kraftstoffanlagen etc. auf dem Steuerrechner erfolgen und die Steuerung der Messtechnik sowie die Messdatenerfassung auf dem Messrechner vorgenommen werden. Messgrößen, die sowohl für die Steuerung erforderlich sind, als auch für

die spätere Datenauswertung verwendet werden sollen (z.B. Luftdruck, Ansaugtemperatur etc.), müssen hierbei doppelt am Signalanschlusskasten abgegriffen werden. Gleiches gilt für Steuersignale sowie Triggersignale, die für die spätere Datenauswertung von Nutzen sind. Die Steuerung von Kamerasystemen sollte nicht mit dem Messrechner erfolgen, sondern vom zur Kamera gehörigen Rechner aus erfolgen. Zur Erzeugung der Triggersignale für die Messung, die Einspritzung, die Zündung etc. bietet sich ein System an, dass auch die Erzeugung komplexer, sich über mehrere Zyklen erstreckender Signalfolgen in übersichtlicher Form gestattet, um umständliche und fehleranfällige Schaltungen mit mehreren Signalteilern und Verzögerungsgeneratoren zu vermeiden.

Zusammenfassend sollte bei jedem System des Prüfstands auf eine gute Handhabbarkeit, Erreichbarkeit und möglichst einfache Einbindung in das vorhandene System geachtet werden. Außerdem muss bei der Installation immer Wert darauf gelegt werden, möglichst geringe Einschränkungen für die optische Messtechnik sowie die Zugänglichkeit der optischen Zugänge zu verursachen, um so die Umsetzung neuer Messaufgaben nicht unnötig durch verschiedenste Systemanpassungen zu erschweren, sondern diese möglichst einfach und effektiv umzusetzen.

7 Zusammenfassung

Trotz der zur Zeit stark propagierten Entwicklung von Elektrofahrzeugen werden Verbrennungsmotoren aufgrund ihrer Vorteile auch in der absehbaren Zukunft eine wichtige Rolle sowohl als Antrieb für Kraftfahrzeuge als auch auf verschiedenen anderen Anwendungsgebieten zur Umwandlung chemisch gebundener in mechanische Energie spielen. In Anbetracht knapper werdender Ressourcen und dem allgemeinen Bestreben, den Schadstoffausstoß von Verbrennungsprozessen zu verringern, werden immer anspruchsvollere und spezialisierte Untersuchungen der Verbrennungsvorgänge in Motoren erforderlich, da zum einen in vielen Fällen auch grundlegende Vorgänge der Verbrennung noch nicht vollständig verstanden sind und zum anderen auch die Leistungsfähigkeit von Simulationen nicht die Abbildung aller Details dieser Vorgänge erlaubt. Daher sind auch in Zukunft experimentelle Untersuchungen zwingend erforderlich, um das Verständnis der Zusammenhänge zu erweitern und Daten für die Verbesserung von Simulationsrechnungen zu liefern. Für diese Messungen spielen insbesondere optische Messtechniken eine immer wichtigere Rolle, da nur mit ihnen zeitlich und räumlich hochaufgelöste Untersuchungen im Brennraum eines Verbrennungsmotors möglich sind ohne die Vorgänge an sich zu beeinflussen. Hierbei können sowohl endoskopische als auch große optische Zugänge über Glasbauteile mit ihren jeweiligen Vor- und Nachteilen zur Anwendung gelangen. Ausgehend von dieser Motivation wurde im Rahmen dieser Arbeit ein optisch zugänglicher Einzylindermotor mit den wichtigsten Merkmalen eines modernen Otto-Kraftfahrzeugmotors aufgebaut, in Betrieb genommen und durch verschiedene Untersuchungen charakterisiert.

Der Motor verfügt über zwei großflächige optische Zugänge. Der erste besteht aus einem Kolbenfenster im verlängerten Kolben, wohingegen der zweite Zugang über einen den oberen Bereich des Brennraums umschließenden Glasring gebildet wird. Weiterhin bietet der Motor die Möglichkeit zur Erprobung endoskopischer Messtechniken. Durch diesen Aufbau wurde die Möglichkeit geschaffen, Messungen mit verschiedenen Techniken unter konstant gehaltenen Betriebsbedingungen vergleichen zu können. Dies schafft neben der Möglichkeit, grundlegende Verbrennungsuntersuchungen vorzunehmen, eine gute Grundlage zur Weiterentwicklung endoskopischer Messtechniken, die ihrerseits in seriennäheren Motoren eingesetzt werden können.

Neben dem Aufbau des eigentlichen Motors waren umfangreiche Arbeiten zur Versorgung des Motors mit Luft und Brennstoff notwendig. Hierbei ergab sich die besondere Herausforderung, den Motor unter möglichst konstanten und reproduzierbaren Bedingungen zu betreiben sowie die Anforderung der Versorgung mit hochreinen Kraftstoffen. So wurden zur Ver-

besserung der Ansaugluftversorgung z.B. ein Gebläse und ein Regelventil verwendet, mit deren Hilfe sich der Ansaugdruck auf ein konstantes, vom Umgebungsdruck unabhängiges Niveau regeln lässt und zusätzlich eine elektrische Ansauglufttemperaturregelung nachgerüstet. Zur Versorgung mit Kraftstoff wurden sowohl ein Niederdruck- als auch ein Hochdruckkraftstoffsystem aufgebaut, da sich nach ersten Experimenten mit konventionellen Systemen herausstellte, dass diese aufgrund der verwendeten Kunststoffe Verunreinigungen des Kraftstoffs verursachen. Die neuentwickelten Systeme wurden daher so konzipiert, dass keine oder nur gut charakterisierte Kunststoffkomponenten zur Anwendung gelangen, wodurch Verunreinigungen signifikant verringert werden konnten.

Verbunden mit den o.g. Maßnahmen war eine Erweiterung der Messtechnik wie auch der experimentellen Möglichkeiten des Prüfstands. Im Falle der Luftversorgung wurden ein Luftmassenmesser mit zugehörigem Dämpfungsvolumen, Druck- und Temperaturmessaufnehmern sowie die automatische Regelung des Ansaugdrucks nachgerüstet. Des Weiteren wurde eine Niederdruckindizierung sowohl für das Ansaug- als auch das Abgassystem aufgebaut und der Prüfstand an einen Abgasmessschrank angebunden. In Bezug auf die Kraftstoffversorgung wurde im Hochdrucksystem ein Schwingungsdämpfer eingebaut und der Prüfstand um eine Saugrohreinspritzung erweitert. Die Eigenschaften sowie das Betriebsverhalten der nachgerüsteten bzw. verbesserten Systeme wurden im Anschluss untersucht und die Ergebnisse sowohl zur Planung der Versuche als auch zur Auswertung der gewonnenen Daten verwendet. Neben diesen Maßnahmen wurden an vielen Systemen des ursprünglichen Prüfstands zahlreiche, teils umfangreiche Änderungen und Erweiterungen vorgenommen, um die Betriebssicherheit und Handhabbarkeit zu verbessern. Detaillierte Beschreibungen der Änderungen sowie des Prüfstandsaufbaus finden sich in Kapitel 5.

Mit Hilfe des optischen Motors wurden zahlreiche Versuche durchgeführt, wobei die Erfordernisse und Ergebnisse dieser Versuche Anlass für die meisten der oben genannten Prüfstandsverbesserungen waren, so dass sich ein kontinuierlicher Wechsel zwischen Experimenten und Prüfstandsanpassung ergab.

Ein wichtiges Untersuchungsgebiet stellten zunächst Versuche zur Realisierung eines HCCI-Betriebspunktes für den optischen Motor dar, da die Anwendung dieses Brennverfahrens auf einen möglichst weiten Bereich des Kennfeldes ein hohes Potential zur Reduzierung von NO_x sowie zur Wirkungsgradsteigerung birgt und daher in der aktuellen Forschung einen hohen Stellenwert einnimmt. Die Realisierung eines solchen Betriebspunktes am optischen Motor erforderte zahlreiche Vorversuche und Änderungen am Prüfstandsaufbau. Ein Grund hierfür liegt im recht geringen Verdichtungsverhältnis von 10:1, wodurch sich nur verhältnismäßig geringe Temperaturen bis zum Ende der Kompressionsphase ergeben. Dadurch ist

die Selbstzündung erschwert. Daher ist für den HCCI-Betrieb eine Zwischenkompression, d.h. die Anwendung interner Abgasrückführung zur Erhöhung der Kompressionsendtemperatur zwingend erforderlich. Des Weiteren stellte sich insbesondere das Anfahren des HCCI-Betriebs als heikel heraus, da bei noch nicht durchwärmtem Motor trotz Zündfunkenunterstützung häufig Zündaussetzer auftreten, so dass in Kombination mit der genannten Zwischenkompression große Mengen unverbrannten Kraftstoffs in den nachfolgenden Zyklus verschleppt und zusammen mit dem zusätzlich in diesem Zyklus eingebrachten Kraftstoff zu Verbrennungen mit extremen Druckgradienten und Druckspitzen führen können, die sich insbesondere bei Verwendung von Glasbauteilen fatal auswirken können. Daher konnten bis zum Abschluss dieser Arbeit keine HCCI-Experimente unter Verwendung des Glasrings und des Kolbenglases durchgeführt werden, sondern mussten auf Untersuchungen mit Hilfe der Endoskope beschränkt bleiben. Trotz dieser Probleme konnte durch zahlreiche Versuche schließlich der HCCI-Betrieb umgesetzt werden. Hierbei zeigte sich, dass der gefundenen Betriebspunkt äußerst sensitiv auf Veränderungen des Ansaugdruckes und der Temperatur reagiert, so dass diese durch Nachrüsten der oben genannten Ansaugdruck- und Temperaturregelung stabilisiert wurden, um auch einen längeren Betrieb im HCCI-Modus zu ermöglichen. In diesem Betriebszustand wurden später endoskopische Detektion der Chemilumineszenz und der *Laserinduzierten Fluoreszenz* (LIF) von Formaldehyd vorgenommen.

Da Vorreaktionen in der Zwischenkompression in vielen Verfahrensansätzen gezielt zur Erhöhung der Flexibilität der HCCI-Verbrennung angewendet werden sollen, wurden Versuche mit dem Ziel unternommen, Formaldehyd unter verschiedenen Betriebsbedingungen und zu unterschiedlichen Zeitpunkten des Zyklus sowohl mit Hilfe der großflächigen optischen Zugänge als auch mit Hilfe der Endoskope durch LIF von CH_2O zu detektieren. Hierbei wurde zunächst ein horizontaler Lichtschnitt erzeugt, mit dessen Hilfe die Bildung und der Abbau von CH_2O während der Kompression und der Verbrennung in einem rein fremdgezündeten Betriebspunkt durch das Kolbenglas verfolgt werden konnte. Hierbei zeigte sich, dass erst relativ spät in der Kompressionsphase, ab etwa 10°KW vor ZOT, ein messbarer Anstieg der Signalintensität festgestellt werden kann, anhand dessen Anschließend die Verbrennung mittels des im Flammenbereich verschwindenden CH_2O-LIF-Signals beobachtet werden kann. In der Zwischenkompression konnte kein Anstieg der Signalintensität beobachtet werden, jedoch war im Anschluss an die Einspritzung ein noch recht starkes Signal zu detektieren, das nicht eindeutig auf die Anwesenheit von Formaldehyd zurückgeführt, sondern auch durch Kraftstoffverunreinigungen verursacht werden konnte. Diese Beobachtung sowie Fluoreszenzmessungen an Kraftstoff zeigten, dass sich mit der verwendeten Kraftstoffanlage nicht die erforderliche Kraftstoffreinheit erzielen ließ, so dass der Bau einer neuen Kraftstoffanlage erforderlich wurde. Da aufgrund der oben genannten Erkenntnisse nicht mit einem

ausreichenden Signalniveau für den Einsatz der Endoskope in der Zwischenkompression zu rechnen war, wurden entsprechende Versuche auf die Hauptkompression und die anschließende Verbrennung beschränkt. Hierbei zeigte sich jedoch, dass die Signalintensität für den Einsatz der Endoskope zu gering war, da sich auch mit maximaler Anregungsintensität ohne Strahlformungsoptik nur ein sehr schwaches Signal messen ließ. Basierend auf diesen Erkenntnissen wurden die Endoskope anschließend optimiert, und für Messungen im HCCI-Betrieb am optischen Motor verwendet.

Mit den optimierten Endoskopen wurde zunächst Chemilumineszenzvisualisierung im konventionellen Betrieb durchgeführt. Hierbei zeigte sich erwartungsgemäß, dass mit Fremdzündung im konventionellen Betrieb eine an der Zündkerze beginnende Verbrennung beobachtet werden kann, wohingegen im HCCI-Betrieb eine räumlich verteilte Verbrennung zu verzeichnen ist. Bemerkenswert ist in diesem Zusammenhang, dass im HCCI-Betrieb ohne Einspritzung in die Zwischenkompression trotzdem ein deutliches, homogen verteiltes Chemilumineszenzsignal beobachtet werden kann, das bis zum Erreichen des oberen Totpunkts während der Zwischenkompression wieder abnimmt. Hieraus kann geschlossen werden, dass signifikante Mengen unverbrannten Kraftstoffs auch nach der Hauptverbrennung noch vorhanden sind und in der Zwischenkompression verbrennen. Diese Hypothese konnte auch in den anschließend durchgeführten Messungen an CH_2O im HCCI-Betrieb bestätigt werden. Diese zeigen zunächst in der Hauptkompression einen Anstieg des Fluoreszenzsignals, hervorgerufen durch die zunehmende Bildung von CH_2O aufgrund steigender Temperaturen und Drücke im Verlauf der Kompression. In der Expansionsphase kann jedoch ebenfalls Fluoreszenzsignal beobachtet werden, als dessen Ursprung Spalten im Bereich des Zylinderkopfes und des Kolbens ausmachen lassen, in denen ein Teil der Mischung während der Verbrennung verbleibt und aufgrund von Quenching nicht abbrennen kann. Analog zu den Chemilumineszenzmessungen zeigt sich auch bei der CH_2O-LIF ein starkes Signal in der Zwischenkompression, das in seiner Intensität sogar das Signal in der Hauptkompression übertrifft, und bis zum Erreichen des Zwischenkompressions-OT verschwindet. Diese mutmaßlichen unverbrannten Kohlenwasserstoffe wirken sich bei systematischen Untersuchungen störend aus, da ihr Anteil an der Signalintensität nur schwer zu ermitteln ist und somit die Bestimmung des Anteils von während der Kompression neugebildetem Formaldehyd erschwert. Untersuchungen zum Einfluss der gebildeten Formaldehydmenge in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt konnten nicht durchgeführt werden, da sich größere Veränderungen des Voreinspritzzeitpunktes stark negativ auf die Stabilität der HCCI-Verbrennung auswirkten. Nichtsdestotrotz zeigten die Messungen, dass sich Formaldehyd mit den verbesserten Endoskopen mit LIF nachweisen lässt. Außerdem konnten Quellen unverbrannten Kraftstoffs lokalisiert werden, so dass der Einfluss dieses Störfaktors bei zukünftigen Messungen be-

rücksichtigt werden kann. Um einen Eindruck von der Größenordnung des zu erwartenden Anteils unverbrannter Kohlenwasserstoffe zu erhalten, wurden ergänzend Abgasmessungen durchgeführt. Diese zeigten, dass auch bei stabiler Verbrennung ein Anteil von ca. 6% der eingespritzten Kraftstoffmenge nicht abbrennt. Dieser hohe Anteil ist u.a. auf den im Vergleich zu konventionellen Motoren großen Feuersteg des optischen Motors zurückzuführen und muss auf jeden Fall bei der Beurteilung von zukünftigen Versuchsergebnissen berücksichtigt und möglichst mit Hilfe einer Abgasmessung ermittelt werden.

Da sowohl für die Umsetzung der HCCI-Verbrennung als auch anderer Brennverfahren die Ausbreitung des Kraftstoffs im Brennraum sowie eventuell auftretende Benetzung der Brennraumwände, der Zündkerze oder des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff von großer Bedeutung ist, wurden diesbezügliche Untersuchungen sowohl mit Hilfe des Glasrings als auch über die Endoskope vorgenommen. Zur Visualisierung der Sprayausbreitung wurde das Streulichtsignal der Kraftstofftröpfchen verwendet, das entweder über den Glasring oder mit Hilfe des Beobachtungsendoskops gemessen wurde. Die Messungen erfolgten für Einspritzungen zu drei verschiedenen Zeitpunkten während der Verdichtungsphase, wodurch der Einfluss von unterschiedlichen Druck und Temperaturbedingungen und somit der Gasdichte auf die Sprayausbreitung untersucht werden konnte. Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Eindringtiefe mit Zunahme von Druck und Temperatur verringert und die Zeit bis zum Verdampfen des Kraftstoffs abnimmt. Die Eindringtiefe wurde sowohl für die mit Hilfe des Glasrings entstandenen als auch für die endoskopischen Aufnahmen vermessen, wobei eine gute Übereinstimmung der ermittelten Werte vorlag, und die Endoskope sowie die angewendeten Auswertemethoden somit für die Visualisierung von Einspritzvorgängen geeignet sind. Außerdem zeigte sich, dass je nach vorliegenden Bedingungen eine gewisse Eindringtiefe des flüssigen Sprays bei gegebener Einspritzmenge nicht überschritten werden kann. Eine Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff konnte bei keinem der untersuchten Einspritzzeitpunkte eindeutig nachgewiesen werden, jedoch ist bei einer Einspritzung nahe am oberen Totpunkt aufgrund des beobachteten geringen Abstands zwischen Sprayspitze und Kolben eine Benetzung sehr wahrscheinlich. Ebenso kommt es aufgrund der beobachteten geometrischen Verhältnisse sehr wahrscheinlich zu einer geringfügigen Benetzung eines der Zündkerzenarme. Bei zukünftigen Messungen sollte zusätzlich zur Visualisierung der Flüssigphase auch noch die Dampfphase durch Verwendung von Tracern untersucht werden, um so auch die Ausbreitung des verdampften Kraftstoffs sowie die Interaktion zwischen Spray und Gasphase untersuchen zu können und so die Bildung der gewünschten Mischung, z.B. durch geschickte Mehrfacheinspritzung kleinster Kraftstoffmengen zu optimieren.

Neben den oben genannten Experimenten wurden auch im Rahmen weiterer Projekte von anderen Experimentatoren in zunehmendem Maße Untersuchungen am optischen Motor

durchgeführt. Hierzu zählten z.B. Oberflächen-Temperaturmessungen, bei denen die Auslassventile mit einem Thermophosphor beschichtet und die Oberflächentemperatur des Ventils kurbelwinkelabhängig bestimmt werden. Des Weiteren wurden Messungen zur Entstehung von thermischen Schichtungen und Inhomogenitäten während der Kompressionsphase mit Hilfe von Toluol-LIF durchgeführt und gezeigt werden, dass zu Beginn der Verdichtung in Wandnähe nur geringe Temperaturinhomogenitäten vorliegen, im Verlauf der Verdichtung jedoch zunehmend Fluktuationen mit höherer Intensität und räumlicher Ausdehnung auftreten, die sich sogar bis in die Mitte des Brennraumes ausdehnen. Wichtig in diesem Zusammenhang sind auch Kenntnisse der Zylinderinnenströmung und des hiervon beeinflussten Mischungsverhaltens von frischer Ladung und Restgas, zu deren Untersuchung PIV-Messungen durchgeführt wurden. Mit Hilfe dieser Messungen konnte das Einströmen der Ansaugluft beobachtet und das Verhalten der Zylinderinnenströmung während der Kompression untersucht werden. Des Weiteren wurde mit dem TDLAS-Messverfahren eine Messmethode erprobt, mit deren Hilfe in Zukunft der Restgasanteil im Brennraum durch Messung der von Wasser hervorgerufenen Absorption von Laserlicht bestimmt werden soll.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass mit dem im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten und in Betrieb genommenen optischen Motors ein vielseitiges Werkzeug zur Untersuchung der Mischungs- und Verbrennungsvorgänge in modernen Verbrennungsmotoren vorliegt. Eine Vielzahl von Experimenten konnte bereits durchgeführt und ausgewertet sowie zahlreiche Verbesserungen anhand der gewonnenen Betriebserfahrungen vorgenommen werden. Insgesamt ist der Motor in seinem aktuellen technischen Zustand bereit für weitere, zum Teil bereits begonnene, Untersuchungen und steht somit für zukünftige Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zur Verfügung.

Literaturverzeichnis

1. Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, *Verkehr in Zahlen 2011/2012*, 2012.
2. Statistisches Bundesamt, *Bevölkerung und Erwerbstätigkeit - Vorläufige Ergebnisse der Bevölkerungsfortschreibung auf Grundlage des Zensus 2011*, 2013.
3. R. Van Basshuysen, F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor*, 4. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2007.
4. G.P. Merker, C. Schwarz, *Grundlagen Verbrennungsmotoren - Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*, 4. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.
5. R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*, 1. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 2005.
6. C. Schulz, B. Tribalet, C. Meffert, D. Bensing, *Praktikum Verbrennungsmotoren*, Praktikumsumdruck, Universität Duisburg-Essen, 2010.
7. H.D. Baehr, S. Kabelac, *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*, 13. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.
8. H. Eichsleder, M. Klüting, W.F. Piock, *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*, 1. Auflage, Springer, Wien, New York, 2008.
9. R.v. Basshuysen, *Ottomotor mit Direkteinspritzung*, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn, Wiesbaden, 2007.
10. C. Jelitto, *Numerische Auslegung eines neuen Brennverfahrens für Benzin-Direkteinspritzung*, Dissertation, Otto von Guericke-Universität Magdeburg, 2004.
11. K. Mollenhauer, H. Tschöke, *Handbuch Dieselmotoren*, 3. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 2007.
12. P.F. Flynn, R.P. Durrett, G.L. Hunter, A.O.z. Loye, O.C. Akinyemi, J.E. Dec, C.K. Westbrook, *Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, and Empirical Validation*, SAE Technical Paper 1999-01-0509, 1999.
13. R.-G. Nieberding, *Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren*, Dissertation, Universität Siegen, 2001.
14. M. Yao, Z. Zheng, H. Liu, *Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines,* Progress in Energy and Combustion Science, **35**, 398-437, 2009.
15. W. Hübner, U. Gerke, K. Boulouchos, N. Peters, C. Schulz, U. Spicher. *Influence of pilot injection on controlled auto-ignition combustion – A theoretical and experimental study*, SIA/Articles techniques, Strassbourg, 2009.
16. R. Pischinger, M. Kell, T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3. Auflage, Springer, Wien, New York, 2009.
17. V. Korte, N. Fraser, J. Taylor, R. Dingelstadt, *Effizientes Downsizing für zukünftige Ottomotoren,* Motortechnische Zeitschrift , MTZ, 05/2011, 386-393, 2011.
18. P. Hofmann, *Hybridfahrzeuge*, 1. Auflage, Springer, Wien, New York, 2010.
19. K. Reif, *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe*, 1. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010.
20. H. Wallentowitz, *Strukturvarianten von Hybridantrieben*, Internetseite des Instituts für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen, Adresse: http://www.ika.rwth-aachen.de/forschung/veroeffentlichung/1999/25.-26.02/index.php, Abgerufen am 25.05.2013.
21. M. Sterner, *Bioenergy and renewable power methane in integrated 100% renewable energy systems - Limiting global warming by transforming energy systems*, Dissertation, Universität Kassel, 2009.
22. R. Dolt, *Indizierung in der Motorenentwicklung*, 1. Auflage, Verlag Moderne Industrie, Landsberg am Lech, 2006.

23. C. Gessenhardt, *Endoskopische bestimmung des Temperaturfeldes im Brennraum eines Otto-Motors mittels Laserinduzierter Fluoreszenz*, Dissertation in Vorbereitung, Universität Duisburg-Essen, 2013.
24. U. Spicher, *Methoden zur Analyse der motorischen Verbrennung*, Vorlesungsumdruck, Universität Karlsruhe, 2009.
25. G. Suck, *Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Otto von Guericke-Universität Magdeburg, 2001.
26. S. Pflaum, A. Heubuch, G. Wachtmeister, *Gas Sampling Probe for the Sampling of Engine Combustion Chamber Samples in High Temporal Resolution,* Motortechnische Zeitschrift, MTZ, 11/2009, 46-53, 2009.
27. S. Krause, *Massenspektroskopische Verfahren zur Charakterisierung der Ölverdampfung im Brennraum von Ottomotoren*, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2009.
28. E. Greis, *Laseroptische Untersuchungen des Verbrennungsprozesses in einem PKW-Dieselmotor*, Dissertation, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule Aachen, 2007.
29. A. Winkler, *Validierung eines Modells zur Vorhersage turbulenten Verbrennungslärms*, Dissertation, Technische Universität München, 2007.
30. K. Schänzlin, *Experimenteller Beitrag zur Charakterisierung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor*, Dissertation, Eidgenössisch Technische Hochschule Zürich, 2002.
31. C. Arcoumanis, T. Kamimoto, *Flow and Combustion in Reciprocating Engines*, 1. Auflage, Springer, Berlin, Heidelberg, 2009.
32. M. Raffel, C.E. Willert, S.T. Wereley, J. Kompenhans, *Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*, 2nd Edition, Springer, Berlin, Heidelberg, 2007.
33. C. Schulz, V. Sick, *Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems,* Progress in Energy and Combustion Science, **31**, 75-121, 2004.
34. D.R. Snelling, K.A. Thomson, G.J. Smallwood, Ö.L. Gülder, *Two-dimensional imaging of soot volume fraction in laminar diffusion flames,* Applied Optics, **38**, 2478-2486, 1999.
35. B.F. Kock, *Zeitaufgelöste Laserinduzierte Inkandeszenz (TR-LII): Partikelgrößenmessung in einem Dieselmotor und einem Gasphasenreaktor*, Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2006.
36. P.R. Janas, *Simulation der Zylinderinnenströmung und der Gemischbildung*, Projektarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2010.
37. E. Laurien, H. Oertel, *Numerische Strömungsmechanik*, 3. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.
38. C.L. Cummins, *Internal Fire*, 1. Auflage, Carnot Press, Lake Oswego (Oregon), 1976.
39. R.L. Streeter, L.C. Lichty, *Internal Combustion Engines*, 4. Auflage, McGraw-Hill Book Company Inc., New York and London, 1933.
40. H.R. Ricardo, *Schnellaufende Verbrennungsmotoren*, zweite verbesserte Auflage, Verlag von Julius Springer, Berlin, 1932.
41. A. Vressner, *Studies on the Load Range of an HCCI Engine using In-Cylinder Pressure, Ion Current and Optical Diagnostics*, Dissertation, Universität Lund, 2007.
42. E. Winklhofer, *Optical access and diagnostic techniques for internal combustion engine development,* Journal of Electronic Imaging, **10**, 588-592, 2001.
43. F.P. Zimmermann, *New Approaches for Optical and Microoptical Diagnostics in IC-Engines*, Dissertation, Universität Heidelberg, 2006.
44. B. Witzel, *Konstruktion optischer Zugänge an einem 4-Zylinder Serienmotor zur Durchführung laseroptischer Messungen mittels mikroinvasiver Endoskoptechnik*, Studienarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2007.

45. B. Jeanne, *Etude par Diagnostics Optiques de l'impact d'une tres haute Pression d'injection sur le Fonctionnement d'un Moteur a injection directe essence*, Dissertation, Universität Rouen, 2004.
46. C. Espey, J.E. Dec, *Diesel Engine Combustion Studies in a Newly Designed Optical-Access Engine Using High-Speed Visualization and 2-D Laser Imaging*, SAE Technical Paper 930971, 1993.
47. J. Allen, D. Law, G. Pitcher, P. Williams. *A New Optical Access Research Engine for Advanced Fuel Spray and Combustion Analysis Using Laser Based Diagnostics.*, International Symposium on Automotive Technology and Automation (ISATA), Dublin, 2000.
48. F.W. Bowditch, *A New Tool for Combustion Research: A Quartz Piston Engine*, SAE Technical Paper 610002, 1961.
49. M. Richter, *Introduction to measurement techniques, Optical access to engines*, Präsentation, Eco-Engines Summer School, Paris, 2005.
50. W.G. Bessler, M. Hofmann, F. Zimmermann, G. Suck, J. Jakobs, S. Nicklitzsch, T. Lee, J. Wolfrum, C. Schulz, *Quantitative in-cylinder NO-LIF imaging in a realistic gasoline engine with spray-guided direct injection,* Proceedings of the Combustion Institute, **30**, 2667-2674, 2005.
51. G. Grünefeld, V. Beushausen, P. Andresen, W. Hentschel, *Spatially resolved Raman scattering for multi-species and temperature analysis in technically applied combustion systems: Spray flame and four-cylinder in-line engine,* Applied Physics B, **58**, 333-342, 1994.
52. U. Fissenwert, V. Sick, H. Pucher, *Characterization of Combustion and NO Formation in a Spray-Guided Gasoline Direct-Injection Engine using Chemiluminescence Imaging, NO-PLIF, and Fast NO Exhaust Gas Analysis*, SAE Technical Paper 2005-01-2089, 2005.
53. P. Barth, M. Goschütz, S. Kaiser, *Optical Engines - A Review*, Paper in Vorbereitung (Universität Duisburg-Essen), 2013.
54. D. Frieden, V. Sick, *Investigation of the Fuel Injection, Mixing and Combustion Processes in an SIDI Engine using Quasi-3D LIF Imaging*, SAE Technical Paper 2003-01-0068, 2003.
55. R. Zhang, N. Wermuth, V. Sick, *Impact of Fluorescence Tracers on Combustion Performance in Optical Engine Experiments*, SAE Technical Paper 2004-01-2975, 2004.
56. H. Kubach, K. Mayer, U. Spicher, *Untersuchungen zur Realisierung einer rußarmen Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung*, Forschungsbericht, Universität Karlsruhe, 2001.
57. L.C. Haber, *An investigation into the origin, measurement and application of chemiluminescent light emissions from premixed flames*, Masterarbeit, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2000.
58. M. Kröner, *Einfluss lokaler Löschvorgänge auf den Flammenrückschlag durch verbrennungsinduziertes Wirbelaufplatzen*, Dissertation, Technische Universität München, 2003.
59. R. Stocker, *Bestimmung verbrennungsrelevanter Größen in Flammen mit laseroptischen Verfahren*, Dissertation, Technische Universität München, 2004.
60. D. Greszik, *Entwicklung eines laseroptischen Messverfahrens zur Quantifizierung der Schichtdicke von Wasserfilmen*, Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2011.
61. M. Hage, *Experimentelle Untersuchungen in einer Modellbrennkammer*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2009.
62. A.C. Eckbreth, *Laser Diagnostics for combustion, temperature and species*, 2. Auflage, Gordon and Breach Science Publishers, Amsterdam, 1996.
63. K.S. Wissel, *Lasermessverfahren zur Bestimmung von Geschwindigkeit und Kraftstoffverteilung bei motorischen Einspritzvorgängen*, Dissertation, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule Aachen, 2006.

64. B. Bäuerle, *Untersuchung der zeitlichen Entwicklung von Klopfzentren im Endgas eines Zweitakt-Ottomotors mittels zweidimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz von Formaldehyd*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2000.
65. A. Henle, *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*, Dissertation, Technische Universität München, 2006.
66. J.E. Dec, W. Hwang, *Characterizing the Development of Thermal Stratification in an HCCI Engine Using Planar-Imaging Thermometry*, SAE Technical Paper 2009-01-0669, 2009.
67. AVL GmbH, *Betriebs-Handbuch Öl- und Kühlmittel-Konditionieranlage AVL 577*, 2006.
68. AVL GmbH, *Betriebshandbuch Kompaktprüfstand*, 2006.
69. AVL List GmbH, *Handbuch Forschungsmotor 5811*, 2007.
70. Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft, Zeichnung des Zylinderkopfes des optischen Motors, Zeichnungs-Nummer: 4 553 024, München, 2006.
71. Special Metals Corporation, *The NILO® and NILOMAG® Nickel-Iron Alloys*, 2013.
72. GWI - Grazyna Walawski Industriesaphire, *Eigenschaften von Monokristall-Saphir*, 2013.
73. Heraeus Quarzglas GmbH & Co. KG, *Base Materials - Heraeus Quarzglas*, 2013.
74. K.H. Grote, J. Feldhusen, *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, 19. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1997.
75. A. Klein, C. Meffert, O. Witzel, C. Schulz, V. Ebert, *In-situ Restgasquantifizierung mit Diodenlaser-Absorptionsspektroskopie*, Forschungsbericht, Universität Duisburg-Essen, Universität Heidelberg, 2010.
76. Edmund Optics GmbH, *Produktdatenblatt „Metallic Mirror Coatings“*, 2013.
77. National Instruments Germany GmbH, *Datenblatt zur Messkarte DAQPAD-6015 (NI DAQPad -6015/6016 Family Specifications)*, 2005.
78. AVL GmbH, *Gerätehandbuch zum Kurbelwinkelgeber 365C*, 2006.
79. A.P. Watkinson, D.I. Wilson, *Chemical Reaction Fouling: A Review,* Experimental Thermal and Fluid Science, **14**, 361-374, 1997.
80. D. Bensing, *Auswertung Kraftstofffluoreszenzmessungen*, Auswertung Kraftstofffluoreszenz 2011_08_29.xls, Duisburg, 2011.
81. Robert Bosch GmbH, *Operating Manual ES-HDEV1*, 1999.
82. ScienLab electronic systems, *Beschreibung der Steuersoftware und Bedienungsanleitung zur DICU200/25C4*, 2006.
83. International Rectifier, *Datenblatt PD-91702B IRL1004 HEXFET Power MOSFET*, 1999.
84. Aerzener Maschinenfabrik GmbH, *Datenblatt Drehkolbengaszähler*, 2006.
85. A. Kushwaha, *Development and testing of an electric heating system for an optical accessible engine*, Praktikumsbericht, Universität Duisburg-Essen, 2008.
86. V. Küntscher, *Kraftfahrzeugmotoren - Auslegung und Konstruktion*, 3. stark bearbeitete Auflage, Verlag Technik GmbH, Berlin, 1995.
87. S. Zeeck, *Study of HCCI Engine Injection Methods and GCMS Analysis of Fuel*, Praktikumsbericht, Universität Duisburg-Essen, 2009.
88. ETAS GmbH, *Benutzerhandbuch zum Lambda Meter LA4*, 2007.
89. F. Musielak, *Kalibrierung und Vergleich unterschiedlicher Abgasmesssysteme sowie Erstellung entsprechender Bedienungs und Wartungsanweisungen*, Studienarbeit, Universität Duisburg-Essen, 2008.
90. Pierburg Messtechnik GmbH, *Dokumentation und Betriebsanleitung Minimal-Abgasmessanlage*, 1986.
91. Pierburg Messtechnik, *Handbuch Abgasmesstechnik*, 1960.
92. W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher, G. Will, *Küttner Kolbenmaschinen*, 7. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009.

93. J.P. Häntsche, *Entwicklung und experimentelle Untersuchung einer Hochdruckpumpe für Ottoktraftstoff basierend auf ingenieurkeramischen Gleitsystemen*, Forschungsbericht, Universität Karlsruhe, 2009.
94. Y. Urata, M. Awasaka, J. Takanashi, T. Kakinuma, T. Hakozaki, A. Umemoto, *A Study of Gasoline-fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve train*, SAE Technical Paper 2004-01-1898, 2004.
95. B. Schneider, *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*, Dissertation, Eidgenössisch Technische Hochschule Zürich, 2003.
96. N. Fuhrmann, M. Schild, D. Bensing, S.A. Kaiser, C. Schulz, J. Brübach, A. Dreizler, *Two-dimensional cycle resolved exhaust valve temperature measurements in an optically accessible internal combustion engine using thermographic phosphors,* Applied Physcis B, **106**, 945-951, 2012.
97. S.A. Kaiser, M. Schild, C. Schulz, *Thermal stratification in an internal combustion engine due to wall heat transfer measured by laser-induced fluorescence,* Proceedings of the Combustion Institute, **34**, 2911-2919, 2013.
98. C. Meffert, Dissertation (in Vorbereitung), Universität Duisburg-Essen, vorr. 2014.
99. M. Schild, Dissertation (in Vorbereitung), Universität Duisburg-Essen, vorr. 2014.
100. O. Witzel, A. Klein, S. Wagner, C. Meffert, C. Schulz, V. Ebert, *High speed tunable diode laser absorption spectroscopy for sampling-free in-cylinder water vapor concentration measurements in an optical IC engine,* Applied Physcis B, **109**, 521-532, 2012.

Anhang A

Kompaktprüfstand

Tabelle A.1: Technische Basisdaten des Kompaktprüfstands

Technische Spezifikationen des Kompaktprüfstands	
Nenndrehmoment	120 Nm von 0 bis 3000 min^{-1}
Nennleistung	38 kW von 3000 bis 7000 min^{-1}
Maße (Länge / Breite / Höhe)	2150 / 1200 / 1300 mm
Gewicht	ca. 2400 kg
Umrichter	
Ausgangsdauerleistung	50 kVA
Ausgangsspitzenleistung	75 kVA
Anschlussspannung	3 x 400 V AC, 100 A (max.), 50/60 Hz
Ausgangsspannung	3 x 350 V AC
Ausgangsdauerstrom	71 A
Kühlwasserversorgung der Bremse	
Kühlwasserbedarf	ca. 6 m^3/h
Eintrittstemperatur	max. 25°C (für max. Bremsenleistung)
Kühlwasserdruck	min. 5 bar
Wasserhärte	< 5° dH
Schmieröl- und Kühlmittelkonditionieranlage AVL 577	
Maximale Regeltemperatur	120°C
Kühlkapazität Schmieröl	6 kW
Kühlkapazität Kühlmittel	40 kW
Heizleistung Schmieröl	4,2 kW
Heizleistung Kühlmittel	3,5 kW

Optischer Motor

Tabelle A.2: Technische Basisdaten des optischen Motors

Technische Spezifikationen des optischen Motors	
Typenbezeichnung	5811
Zylinderanzahl	1
Bohrungsdurchmesser	84 mm
Hub	90 mm
Hubvolumen	0,499 l
Verdichtungsverhältnis	10:1
Maximal zulässige Drehzahl	3000 min^{-1}
Maximal zulässiger Mitteldruck	11 bar
Ventile und Nockenwellen	
Ventilanzahl	4
Einlassventilhub	0 bis 9,7 mm (Stufenlos einstellbar)
Auslassventilhub	3,5 mm (5,0 mm mit alternativer Nockenwelle)
Einlassventildurchmesser	32 mm
Auslassventildurchmesser	28 mm
Steuerzeiten	Frei wählbar (Abstand zum Kolben beachten!)
Schmierölsystem	
Schmierung	Trockensumpf
Öldruck (Normal / Min. / Max.)	4 bar / 3 bar / 5 bar
Öltemperatur (Normal / Max.)	60°C / 90°C
Öl	10W40
Kühlwassersystem	
Kühlwasserdruck (Max.)	2 bar
Kühlwassertemperatur (Normal / Max.)	60°C / 90°C
Kühlwasser	Vollentsalztes Wasser mit 25% Ethylen-Glycol

Anhang B

Ventilerhebungskurven

Abbildung B.1 zeigt die Ventilerhebungskurven der Einlass- sowie der Auslassventile. Der Maximalhub der Einlassventile kann stufenlos von 0,0 bis 9,7 mm mit Hilfe des Valvetronic®-Systems (Detaillierte Beschreibung s. Abschnitt 5.1.2) auch bei laufendem Motor eingestellt werden. Der Maximalhub der Auslassventile kann nicht verändert werden, da er durch die Geometrie der Nockenwelle fest vorgegeben ist und durch die Ventilhebelmechanik direkt auf die Ventile übertragen wird. Es kann jedoch bei Bedarf eine andere Nockenwelle verwendet werden, die einen maximalen Auslassventilhub von 5,0 mm erzeugt. Die Einstellung der Steuerzeiten erfolgt wie im nächsten Abschnitt beschrieben.

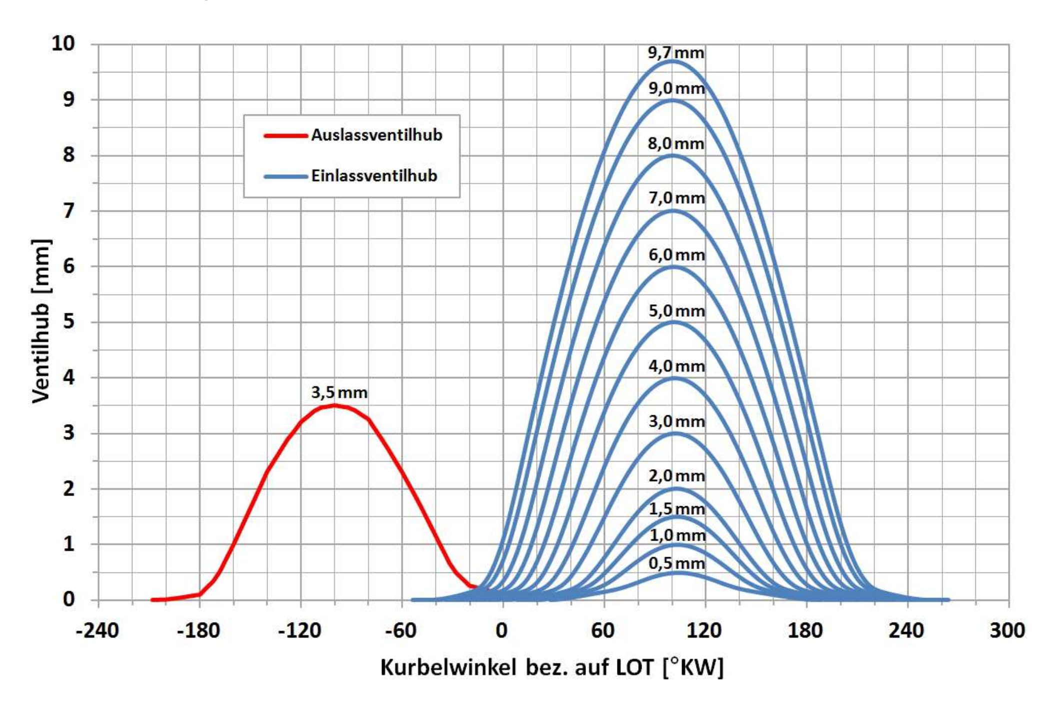


Abbildung B.1: Ventilhubverläufe der Einlass- und Auslassventile für eine symmetrische Ventilspreizung von 100°KW

Einstellung der Steuerzeiten

Abbildung B.2 zeigt am Beispiel der Druckverläufe eines Fremdgezündeten und eines HCCI-Betriebspunktes sowie der zugehörigen Ventilerhebungskurven die Einstellungen der Steuerzeiten (Einlass- und Auslassspreizung). Diese Steuerzeiten können nur bei stillstehendem Motor durch verändern der relativen Nockenwellenpositionen zur Kurbelwellenposition eingestellt werden. Zu diesem Zweck sind sowohl die Kurbelwelle (Schwungrad) als auch die Nockenwellen (Zahnriemenseitig) mit Skalenscheiben versehen. An der Kurbelwelle entspricht der OT des Kolbens einem Skalenwert von 0°KW. Die Skalen der Nockenwellen sind mit Magneten und Reibbelägen an den Zahnriemenscheiben der Nockenwellen befestigt und

können bei Bedarf mit Hilfe einer Schraube gegenüber der Nockenwelle verdreht werden. Zweckmäßigerweise sollte der Nullpunkt dieser Skalen auf die Position des maximalen Ventilhubes eingestellt werden. um diese Einstellung vorzunehmen, sollte zunächst der Zahnriemen abgenommen werden, um die Nockenwellen mit Hilfe eines Inbusschlüssels per Hand verdrehen zu können. Anschließend wird ein Feintaster mit der dazugehörigen Halterung so an der Hydraulikplatte befestigt, dass er kurz vor Erreichen des maximalen Ventilhubes den Ventilteller berührt. Durch langsames Verdrehen wird so die Maximalposition des Ventilhubes bestimmt und die Nockenwelle mit Hilfe des Fixierbalkens in dieser Position fixiert. Dieser Vorgang wird für beide Nockenwellen durchgeführt. Sind beide Nockenwellen in der Maximalposition des Ventilhubes fixiert, können die Nockenwellenskalen genullt werden. Dieser Vorgang muss in der Regel nur nach Zerlegen des Zylinderkopfes oder zur Überprüfung der Skaleneinstellung durchgeführt werden.

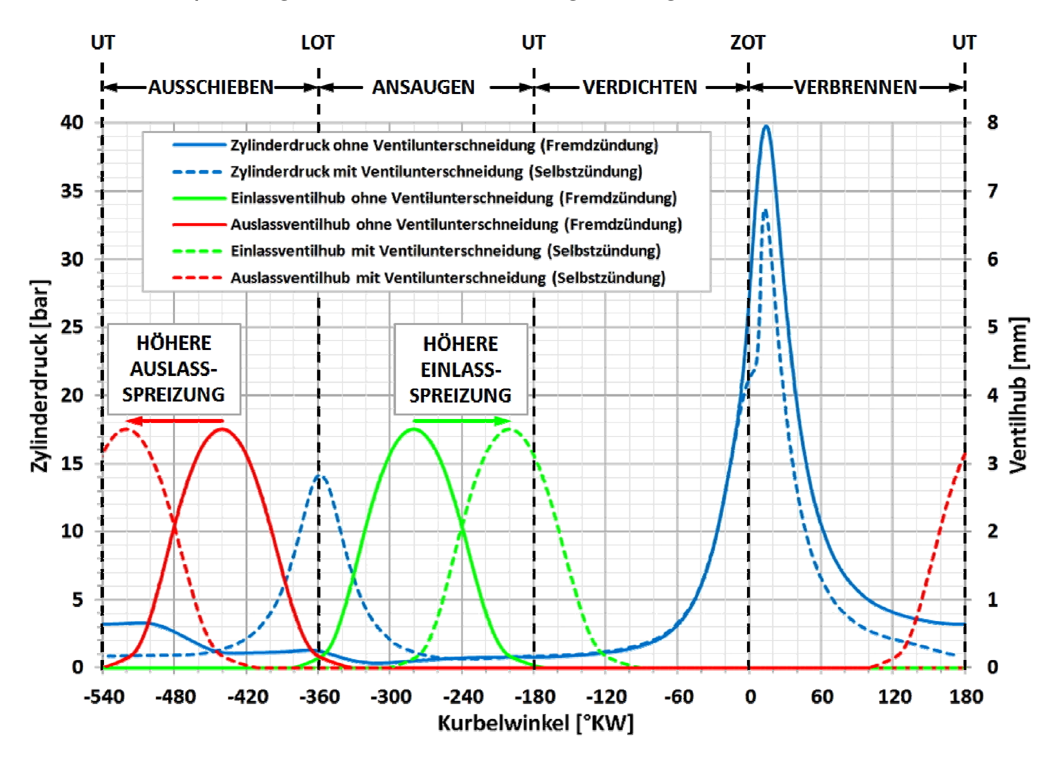


Abbildung B.2: Beispielhafte Druckverläufe eines fremdgezündeten sowie eines HCCI-Betriebspunktes mit zugehörigen Ventilerhebungskurven.

Zur eigentlichen Einstellung der gewünschten Einlass- und Auslassspreizungen wird zunächst die Kurbelwelle auf die gewünschte Einlassspreizung eingestellt und dort fixiert. Anschließend wird der Zahnriemen, zunächst nur locker, wieder aufgelegt, die Schrauben zur Befestigung der Zahnriemenscheibe gelockert und sodann der Zahnriemen gespannt. Anschließend ist die Zahnriemenscheibe durch anziehen der Schrauben wieder zu befestigen und die Fixierung der Nockenwelle zu lösen (nur einlassseitig!). Durch die vorherige Fixierung der Einlassnockenwelle in der Position des Ventilhubmaximums (s.o.) ist somit die Einlassspreizung korrekt eingestellt. Im Anschluss müssen die Schrauben zur Befestigung der Zahnriemenscheibe auf der Auslassseite gelöst und entfernt werden. Hierdurch kann die Zahnriemenscheibe auf der Auslassnockenwelle verdreht werden. Da nun sowohl die Einlassnockenwelle als auch die Zahnriemenscheibe der Auslassnockenwelle drehbar sind, kann nach Entfernen der Fixierung der Kurbelwelle nun die gewünschte Auslassspreizung an der Kurbelwelle eingestellt werden. Ist dies geschehen, wird die Kurbelwelle wieder fixiert, und die Zahnriemenscheibe mit Hilfe der Schrauben wieder an der Auslassnockenwelle befestigt. Abschließend wird der Fixierbalken entfernt und die Fixierung der Kurbelwelle aufgehoben. Somit sind die Steuerzeiten korrekt eingestellt. Im Verlauf des gesamten Einstellvorgangs muss immer darauf geachtet werden, dass es nicht zu einer Kollision der Ventile mit dem Kolben durch evtl. fehlerhafte Einstellungen kommt. Dies muss auch im Anschluss an die Einstellung der Steuerzeiten noch einmal geprüft werden, indem die Kurbelwelle per Hand zweimal komplett gedreht und dabei stets der Abstand zwischen den Ventiltellern und dem Kolben kontrolliert wird. Hierbei sollte ein Abstand von ca. 1mm (Prüfen mit Fühlerlehre) nicht unterschritten werden, da sich beim Betrieb der Kolben durch seine Trägheit und das Lagerspiel sowie Wärmedehnung im OT weiter an die Ventile annähern kann als dies beim Testen der Fall ist.

Anhang C

Fluoreszenzmessungen an Kraftstoffproben

Da es, wie u.a. in Abschnitt 5.3 beschrieben, zu Verunreinigungen der Kraftstoffe in konventionellen Kraftstoffanlagen kam, wurden zahlreiche Kraftstoffproben im Fluoreszenzspektrometer untersucht, um die Quellen der Verunreinigungen einzugrenzen. Die in Tabelle C.1 aufgelisteten Auswahl von Kraftstoffproben diente hierbei zur Ermittlung des Einflusses der Umlaufzeit in der Kraftstoffanlage sowie eines möglichen Schmieröleintrags. Abbildung C.1, Abbildung C.2 und Abbildung C.3 zeigen hierbei für die Proben, die eine Stunde im Konventionellen Kraftstoffsystem umgelaufen sind, eine deutliche Erhöhung der Fluoreszenzintensität bei Anregung mit 248, 266 und 355 nm. Diese ist bei Umlauf im hochreinen Kraftstoffsystem nicht zu verzeichnen. Auch die Zumischung von Schmieröl ruft, wie in Abbildung C.4, Abbildung C.5 und Abbildung C.6 gezeigt eine signifikante Erhöhung der Fluoreszenzintensität hervor, so dass davon ausgegangen werden kann, dass beide Einflüsse zur Verunreinigung des Kraftstoffes beitragen.

Tabelle C.1: Zusammensetzung, Behandlung, Anregungswellenlängen und Probennummern der in Abbildung C.1 bis Abbildung C.6 gezeigten Fluoreszenzspektren [80]

Probe: Zusammensetzung und Behandlung	Anregungs-wellenlänge [nm]	Proben-Nummer
Iso-Oktan, Rein, Fassware	248	P01_H_248
	266	P01_H_266
	355	P01_H_355
PRF70, frisch gemischt aus Fassware, keine weitere Behandlung, Probe als Referenz	248	P03_A_248
	266	P03_A_266
	355	P03_A_355
PRF70, frisch gemischt aus Fassware, anschließend 1 h Umlauf in konventioneller Kraftstoffanlage	248	P06_A_248
	266	P06_A_266
	355	P06_A_355
Iso-Oktan, Rein, Fassware, 1‰ Schmieröl zugemischt	248	P07_D_248
	266	P07_D_266
	355	P07_D_355
PRF70, frisch gemischt aus Fassware, anschließend 1 h Umlauf in hochreiner Kraftstoffanlage	248	P10_A_248
	266	P10_A_266
	355	P10_A_355

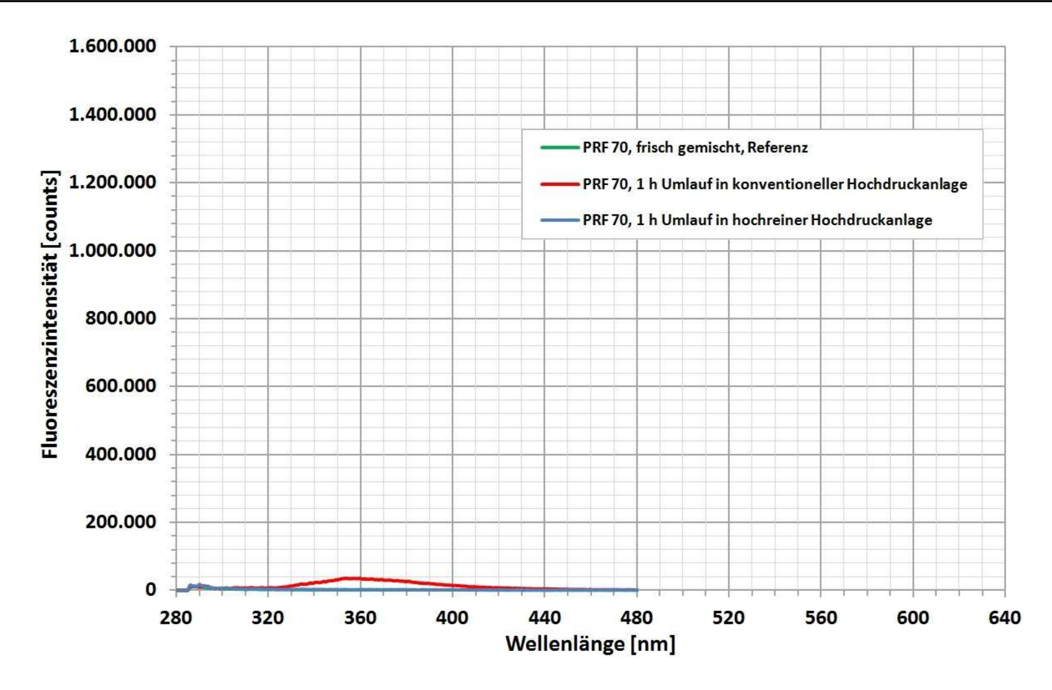


Abbildung C.1: Fluoreszenzspektren von PRF70 nach Anregung mit 248 nm. Vergleich der Spektren von PRF70 in frisch gemischtem Zustand und nach jeweils einer Stunde Umlauf im konventionellen sowie im hochreinen Hochdruckkraftstoffsystem

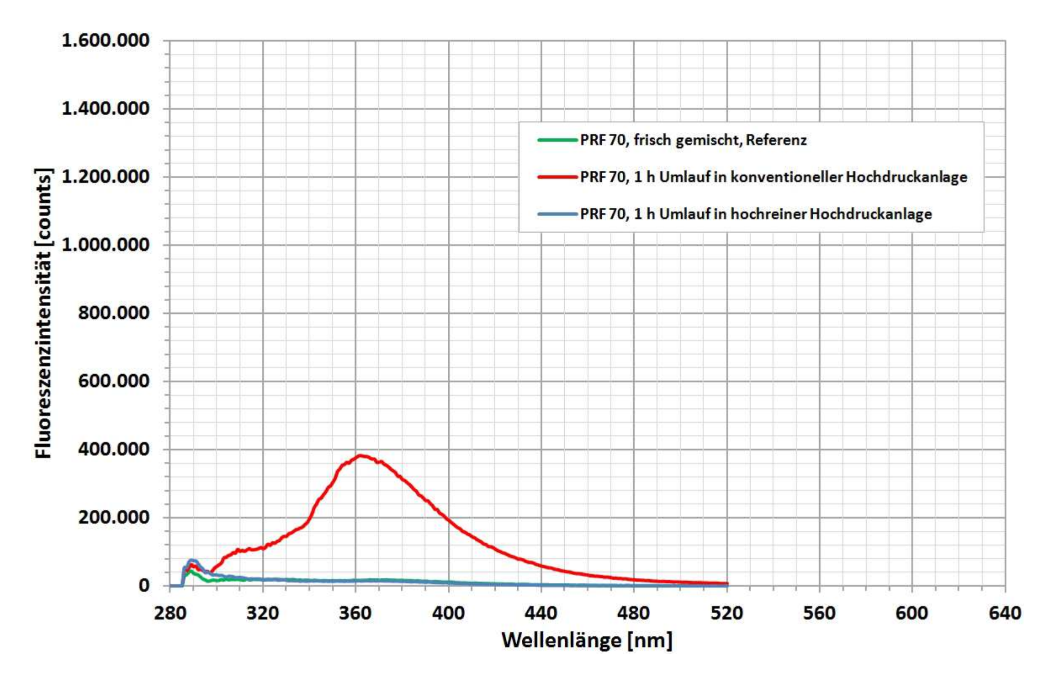


Abbildung C.2: Fluoreszenzspektren von PRF70 nach Anregung mit 266 nm. Vergleich der Spektren von PRF70 in frisch gemischtem Zustand und nach jeweils einer Stunde Umlauf im konventionellen sowie im hochreinen Hochdruckkraftstoffsystem

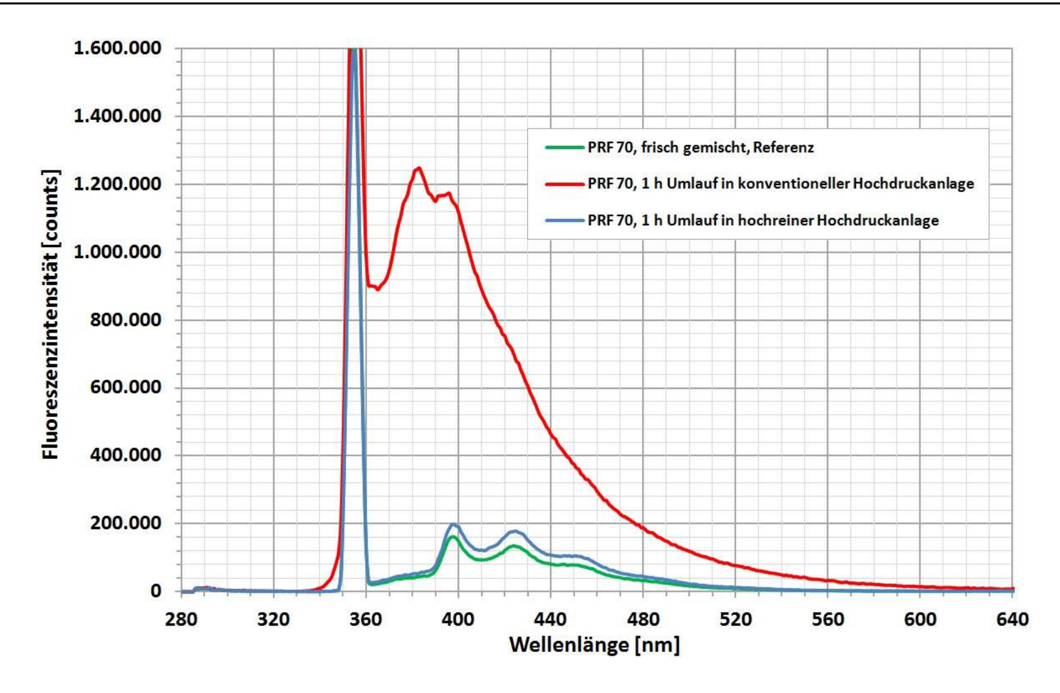


Abbildung C.3: Fluoreszenzspektren von PRF70 nach Anregung mit 355 nm. Vergleich der Spektren von PRF70 in frisch gemischtem Zustand und nach jeweils einer Stunde Umlauf im konventionellen sowie im hochreinen Hochdruckkraftstoffsystem

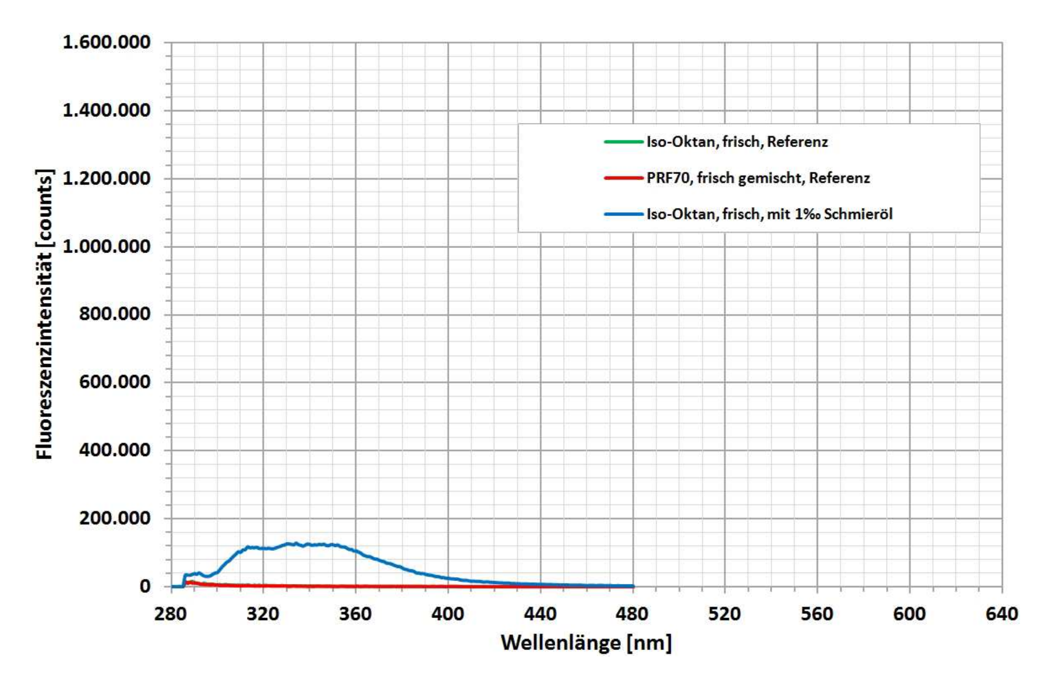


Abbildung C.4: Vergleich der Fluoreszenzspektren von reinem iso-Oktan, iso-Oktan gemischt mit Schmieröl (1‰) sowie von PRF70 nach Anregung mit 248 nm

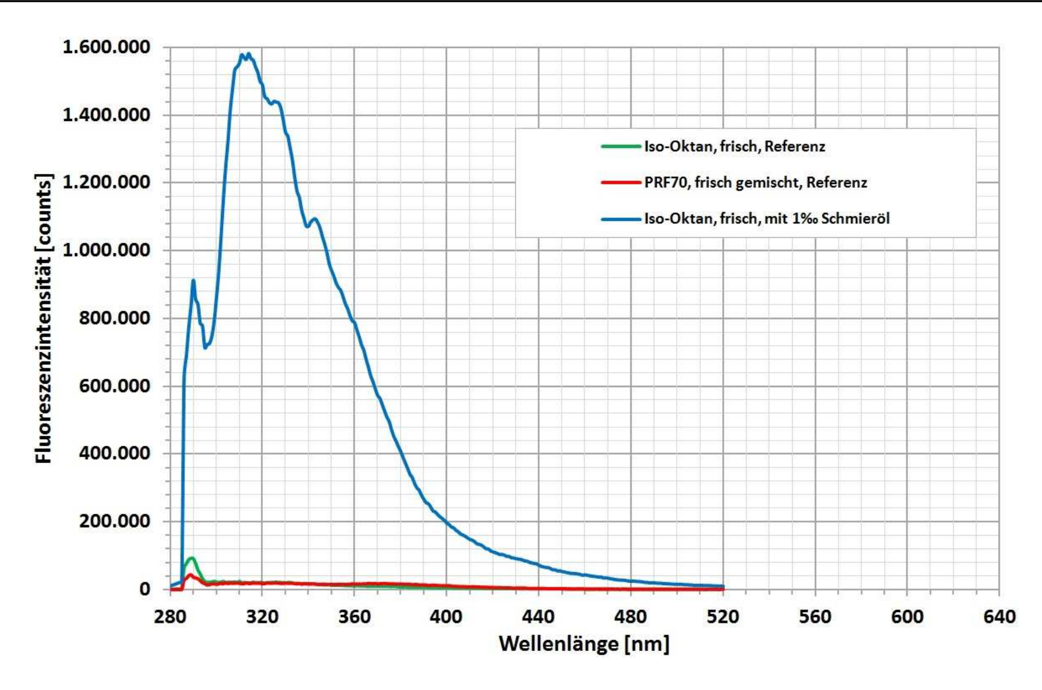


Abbildung C.5: Vergleich der Fluoreszenzspektren von reinem iso-Oktan, iso-Oktan gemischt mit Schmieröl (1‰) sowie von PRF70 nach Anregung mit 266 nm

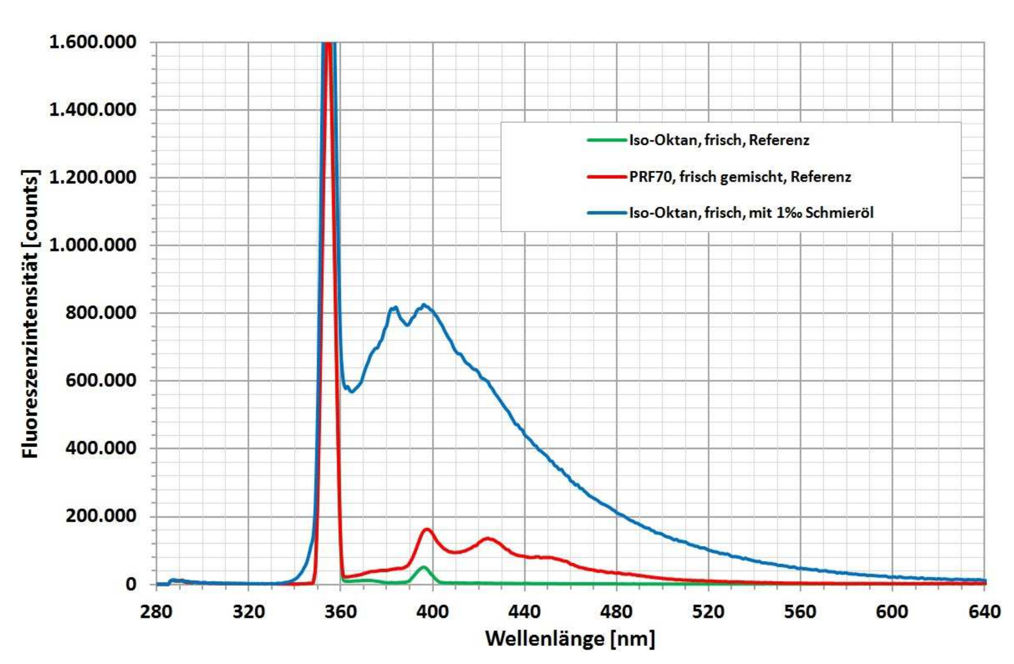


Abbildung C.6: Vergleich der Fluoreszenzspektren von reinem iso-Oktan, iso-Oktan gemischt mit Schmieröl (1‰) sowie von PRF70 nach Anregung mit 355 nm

Anhang D

Charakterisierung der Einspritzdüsen

In den folgenden Diagrammen finden sich Zusatzinformationen zu den in Abschnitt 5.4 beschriebenen Einspritzdüsen. Hierzu gehören ansteuerdauerabhängige Einspritzverläufe, Ansteuersignale und Spannungsverläufe sowie Polynome zur rechnerischen Abschätzung der Einspritzmenge auf Basis der Ansteuerdauer. Diese Polynome sind, je nach Komplexität des vermessenen Einspritzverlaufs, in mehrere zeitliche Abschnitte unterteilt, die bei der Berechnung berücksichtigt werden müssen, da die Polynome nur innerhalb dieser Bereiche sinnvolle Ergebnisse liefern.

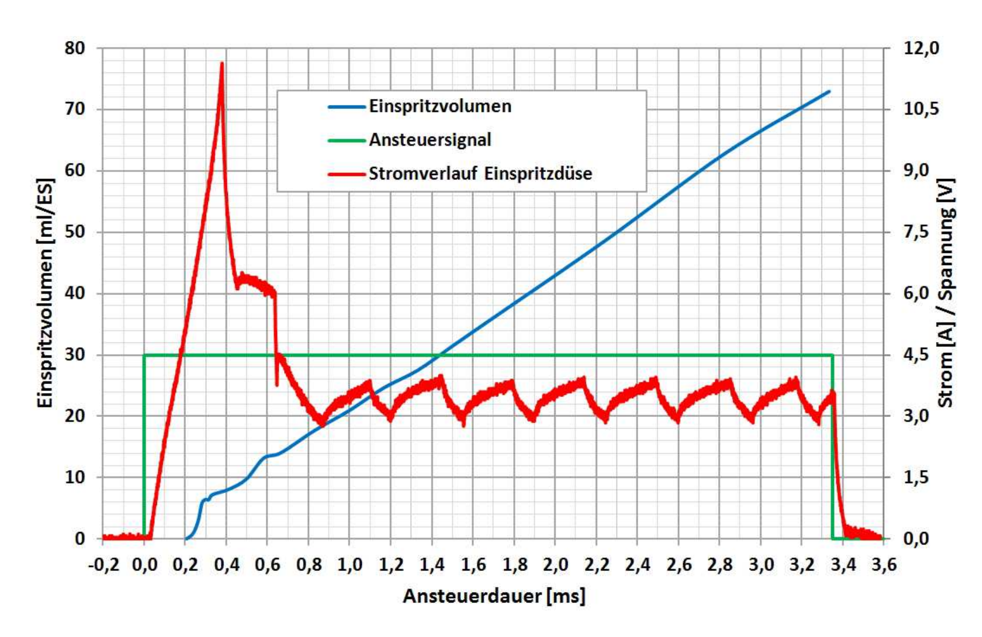


Abbildung D.1: Zeitlicher Einspritz-, Strom- und Spannungsverlauf für die Mehrlochdüse

Tabelle D.1: Polynomkoeffizienten zur rechnerischen Abschätzung der Einspritzmengen für die Mehrlochdüse

Polynomformat			
$V_{ES} = A\,t^6 + B\,t^5 + C\,t^4 + D\,t^3 + E\,t^2 + F\,t + G$ [µl]			
Zeitbereich	**Koeffizient**	**Drehzahl: 1000 min^{-1}**	**Drehzahl: 2000 min^{-1}**
t = 0,21...0,32 ms	*A*	-	-
	B	+15.514.919,726975	-
	C	−20.914.449,690627	-
	D	+11.203.566,972223	−19.462,646306
	E	−2.980.928,999124	+15.377,629592
	F	+394.004,753610	−3.934,373659
	G	−20.701,741430	+328,406653
t = 0,32...0,67 ms	*A*	-	-
	B	-	-
	C	-	-
	D	−330,322144	−324,768304
	E	+498,611547	+492,655839
	F	−219,556218	−218,005250
	G	+36,818294	+36,812884
t = 0,67...3,33 ms	*A*	-	−0,369485
	B	-	+5,170627
	C	-	−28,816988
	D	−0,216859	+80,396531
	E	+1,866649	−115,526514
	F	+17,683967	+100,986992
	G	+1,599481	−20,701730
Hinweis: unbedingt alle Nachkommastellen zur Berechnung verwenden!			

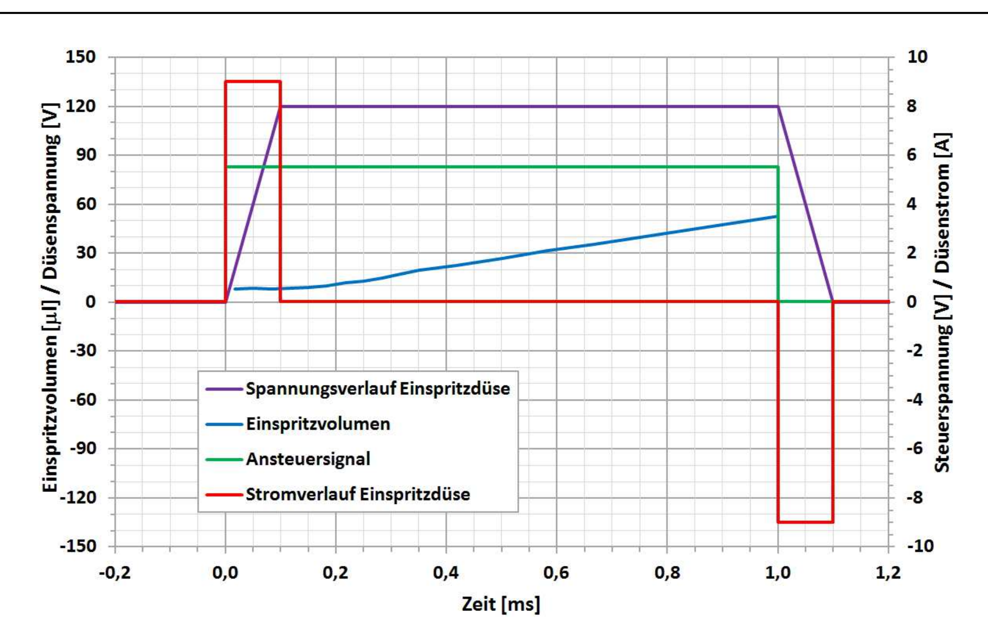


Abbildung D.2: Zeitlicher Einspritz-, Strom- und Spannungsverlauf für die A-Düse

Tabelle D.2: Polynomkoeffizienten zur Abschätzung der Einspritzmengen für die A-Düse

Polynomformat			
$V_{ES} = A\,t^4 + B\,t^3 + C\,t^2 + D\,t + E$ [µl]			
Zeitbereich	**Koeffizient**	**Drehzahl: 1000 min^{-1}**	**Drehzahl: 2000 min^{-1}**
t = 0,017...0,33 ms	*A*	−934,475635	−1.228,156491
	B	+644,126752	+894,896439
	C	−6,624644	−74,603681
	D	−4,976991	+0,818183
	E	+8,318946	+8,592995
t = 0,33...1,50 ms	*A*	-	-
	B	-	-
	C	-	-
	D	+50,795513	+51,763249
	E	+1,583858	+1,258888
t = 1,50...1,67 ms	*A*	-	-
	B	-	+197,61
	C	-	−1056,2
	D	+50,795513	+1895,3
	E	+1,583858	−1054,7
Hinweis: unbedingt alle Nachkommastellen zur Berechnung verwenden!			

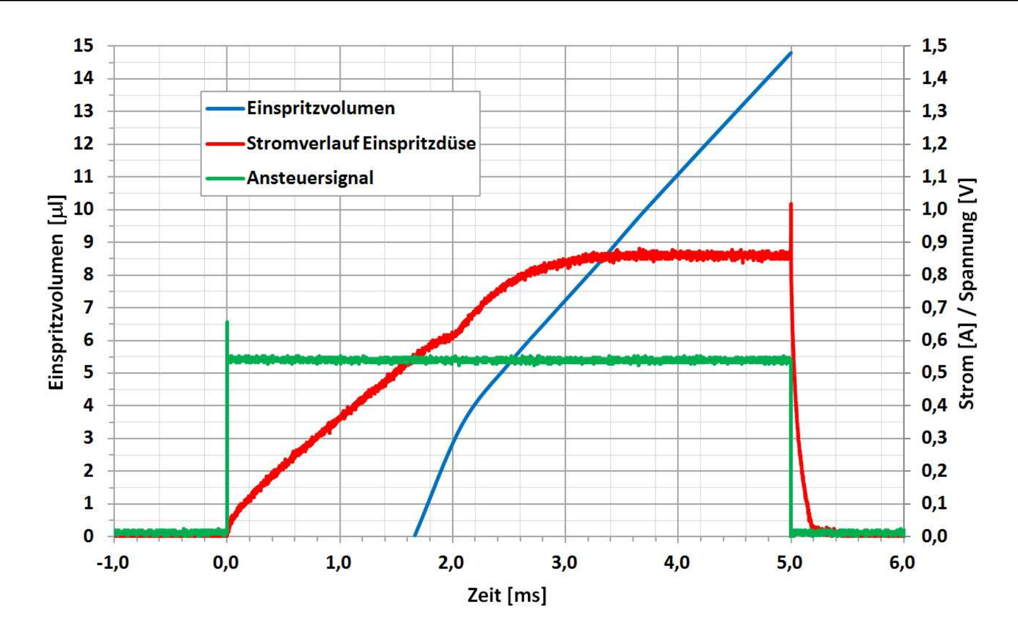


Abbildung D.3: Zeitlicher Einspritz-, Strom- und Spannungsverlauf für die Saugrohrdüse

Tabelle D.3: Polynomkoeffizienten zur Abschätzung der Einspritzmengen für die Saugrohreinspritzdüse

Polynomformat			
$V_{ES} = A\,t^6 + B\,t^5 + C\,t^4 + D\,t^3 + E\,t^2 + F\,t + G$ [µl]			
Zeitbereich	**Koeffizient**	**Drehzahl: 1000 min^{-1}**	**Drehzahl: 2000 min^{-1}**
t = 1,67...25,0 ms	*A*	+0,000001834	−0,000004514
	B	−0,000135536	+0,000367693
	C	+0,003569202	−0,012164111
	D	−0,038881806	+0,205294329
	E	+0,160840545	−1,730617919
	F	+3,767308924	+9,964421348
	G	−4,364340771	−11,562524743
Hinweis: unbedingt alle Nachkommastellen zur Berechnung verwenden!			

Betriebsgrenzen der Hochdruckeinspritzanlage

Bedingt durch ihr maximales Hubvolumen, ihre feste Drehzahl sowie systembedingte Rücklaufmengen besitzt die hochreine Hochdruckkraftstoffanlage in der praktischen Anwendung einen maximalen Fördervolumenstrom von etwa 4,8 l/h (s. Abschnitt 5.3.1). Abbildung D.4 zeigt die hieraus resultierenden Betriebsgrenzen in Bezug auf λ anhand der benötigten Einspritzmengen in Abhängigkeit des zu erreichenden Luftverhältnisses λ. Als Randbedingungen zur Berechnung des Diagramms dienen ein Betrieb bei 2000 min^{-1} und einem idealen Liefergrad λ_l = 1, bezogen auf den Ansaugsystemdruck. Dargestellt sind die Werte für einen Ansaugsystemdruck von 1013 mbar (Umgebungsdruck) sowie den maximal möglichen Ansaugsystemdruck von 1200 mbar (begrenzt durch den maximalen Auslassüberdruck des Seitenkanalverdichters von ca. 200 mbar) und einer Ansaugtemperatur von 20°C. Die unter diesen Randbedingungen realisierbaren λ liegen im grünen Bereich des Diagramms. Bei geringeren Liefergraden, wie sie beim realen Betrieb des Motors immer mehr oder weniger stark ausgeprägt vorliegen, oder geringeren Drehzahlen sind noch geringere λ als im Diagramm gezeigt realisierbar.

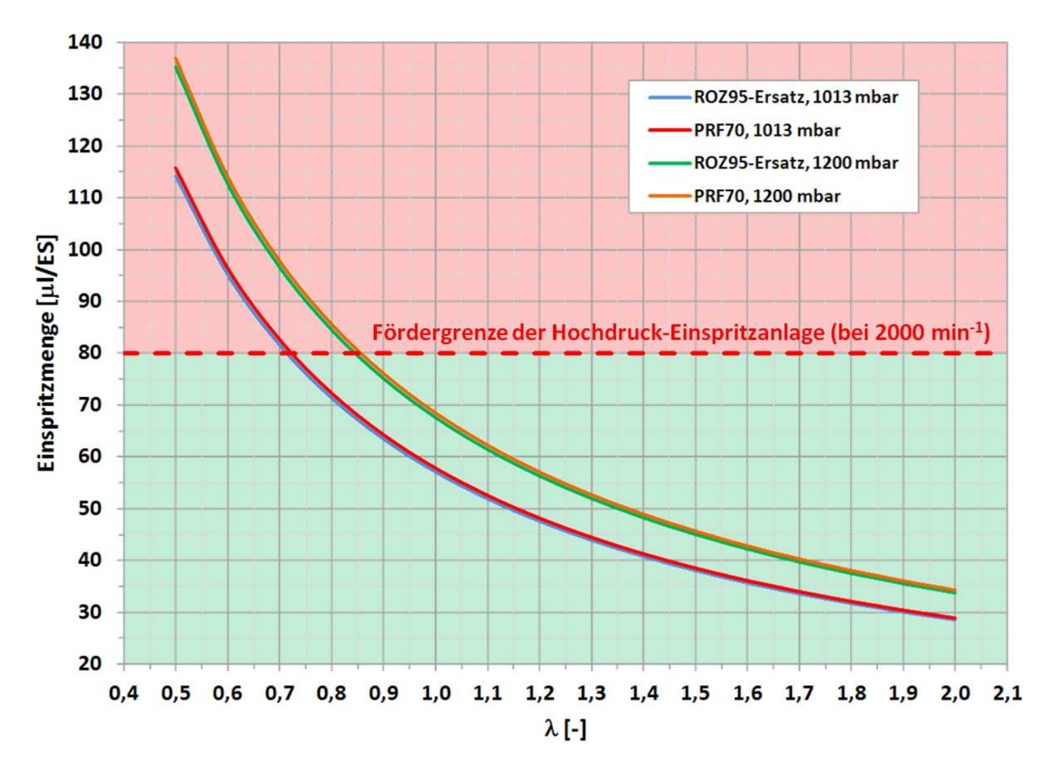


Abbildung D.4: Benötigte Einspritzmengen für die Kraftstoffe PRF70 sowie ROZ-95-Ersatz in Abhängigkeit von λ

Dämpfung von Druckpulsationen im Niederdruckeinspritzsystem

Um Druckpulsationen im Niederdruckeinspritzsystem zu vermeiden wurde wie im Hochdruckeinspritzsystem ein Druckspeicher bzw. Dämpfungsvolumen verwendet. Da jedoch

trotz dieser Maßnahme in seltenen Fällen durch Resonanzeffekte stärkere Druckschwingungen auftreten können, wurde zusätzlich ein Metallsinterfilter in das System eingebaut (s. Abschnitte 5.3.2 und 5.4.2). Wie in Abbildung D.5 gezeigt, führt sein Einsatz (blauer Verlauf) zu einer wesentlichen Dämpfung der Druckschwingungen im Einspritzsystem im Vergleich zum nur über den Druckspeicher gedämpften System (roter Verlauf).

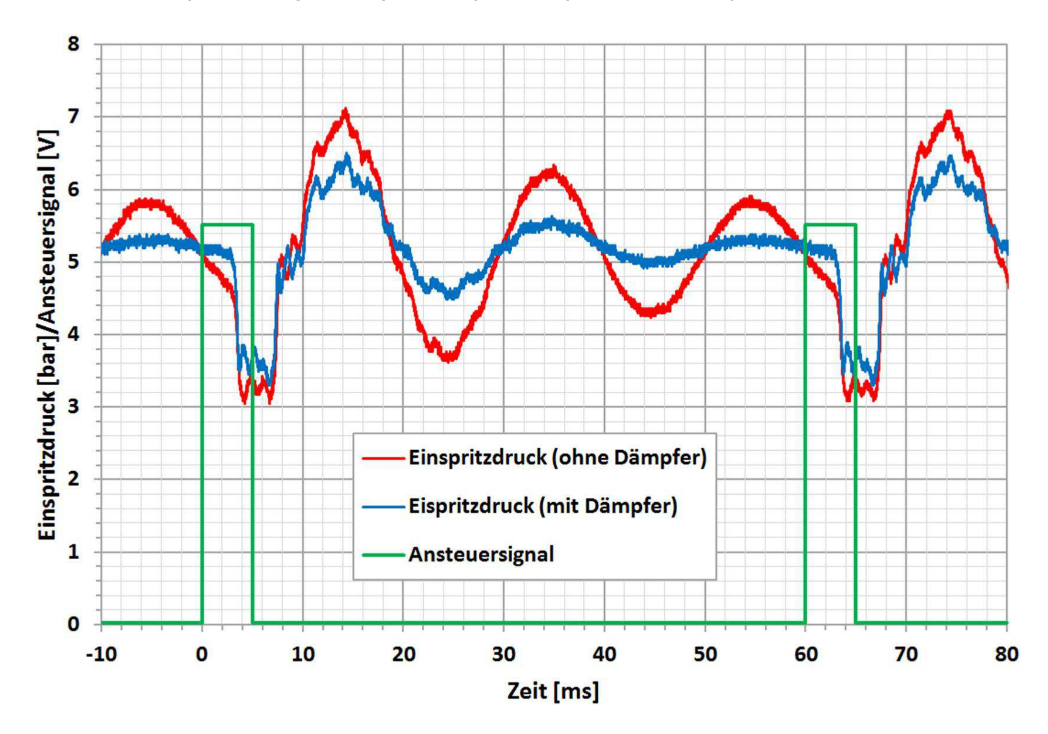


Abbildung D.5: Einfluss des Dämpfers auf die Druckschwingungen im Niederdruckeinspritzsystem

Interpolation von Kraftstoffspray-Eindringtiefen

Auf Basis der Kraftstoffspray-Eindringtiefenmessungen unter Verwendung des Glasrings (s. Abschnitt 6.3) können für zukünftige Anwendungen Eindringtiefen auch für Gasdichten abgeschätzt werden, die, wie in Abbildung D.6 dargestellt, zwischen den vermessenen Randbedingungen liegen. Die Abschätzung der Eindringtiefe kann sodann unter Vorgabe der Gasdichte ρ und der Zeit t nach Einspritzbeginn mit Hilfe der in Tabelle D.4 angegebenen Polynome erfolgen.

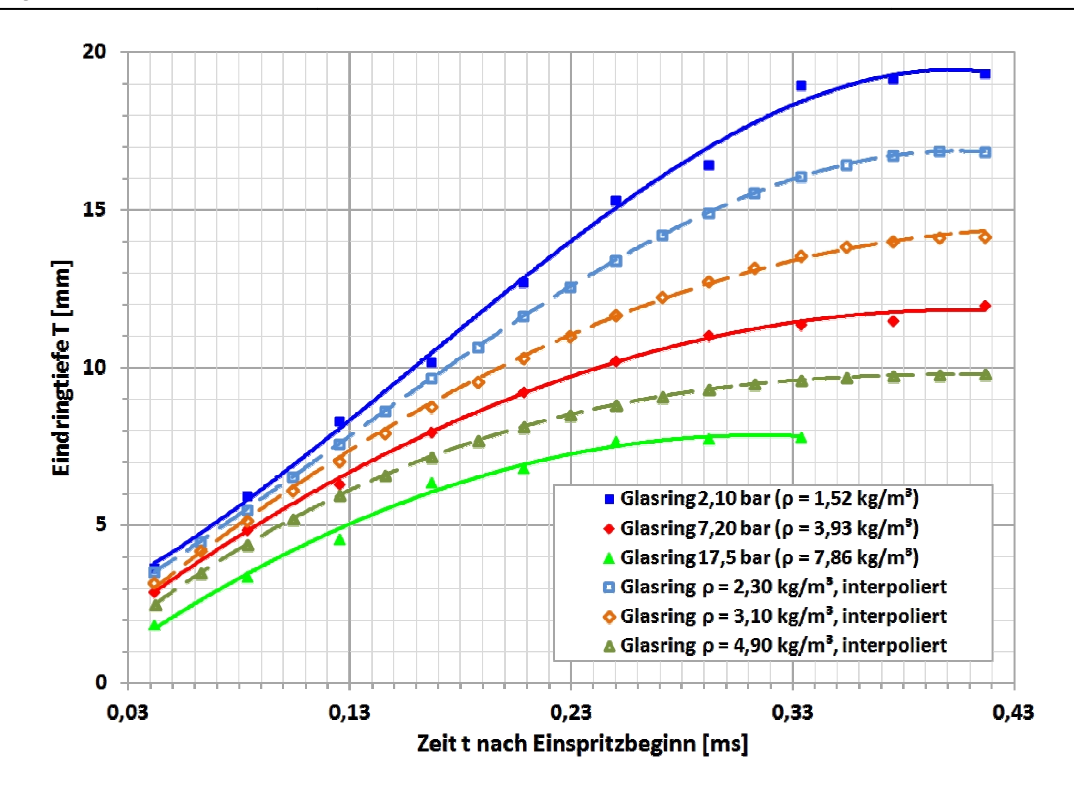


Abbildung D.6: Gemessene und interpolierte Eindringtiefenverläufe

Tabelle D.4: Polynom und Polynomkoeffizienten zur rechnerischen Abschätzung der Eindringtiefe T in Abhängigkeit der Gasdichte ρ und der Zeit t nach Einspritzbeginn

Polynomformat		
$T = X\rho^2 + Y\rho + Z$ [mm]		
$X = At^3 + Bt^2 + Ct + D$ [mm/ms²]		
$Y = Et^3 + Ft^2 + Gt + H$ [mm/ms]		
$Z = It^3 + Jt^2 + Kt + L$ [mm]		
Zeitbereich	**Koeffizient**	**Wert**
t = 0,04...0,42 ms	A	−26,0467
	B	+17,5865
	C	−2,0792
	D	+0,0630
	E	+298,4178
	F	−202,8642
	G	+22,3701
	H	−1,0340
	I	−758,1163
	J	+450,2778
	K	+0,3182
	L	+3,7420
Hinweis: unbedingt alle Nachkommastellen zur Berechnung verwenden!		

Anhang E

Betriebsgrenzen des Ansaugsystems

Bedingt durch die Kennlinie („maximaler Ansaugsystemdruck“ in Abbildung E.1) des zur Förderung der Ansaugluft verwendeten Seitenkanalverdichters wird der maximal nutzbare Ansaugsystemüberdruck begrenzt. In Abbildung E.1 sind daher die bei einer bestimmten Drehzahl unter Annahme eines idealen Liefergrades λ_l = 1 (bezogen auf den jeweiligen Ansaugsystemdruck) erreichbaren Überdrücke im Ansaugsystem dargestellt. Bei im realen Betrieb immer mehr oder weniger ausgeprägt verringerten Liefergraden erhöht sich der mögliche Ansaugsystemdruck im Vergleich zu den gezeigten Werten.

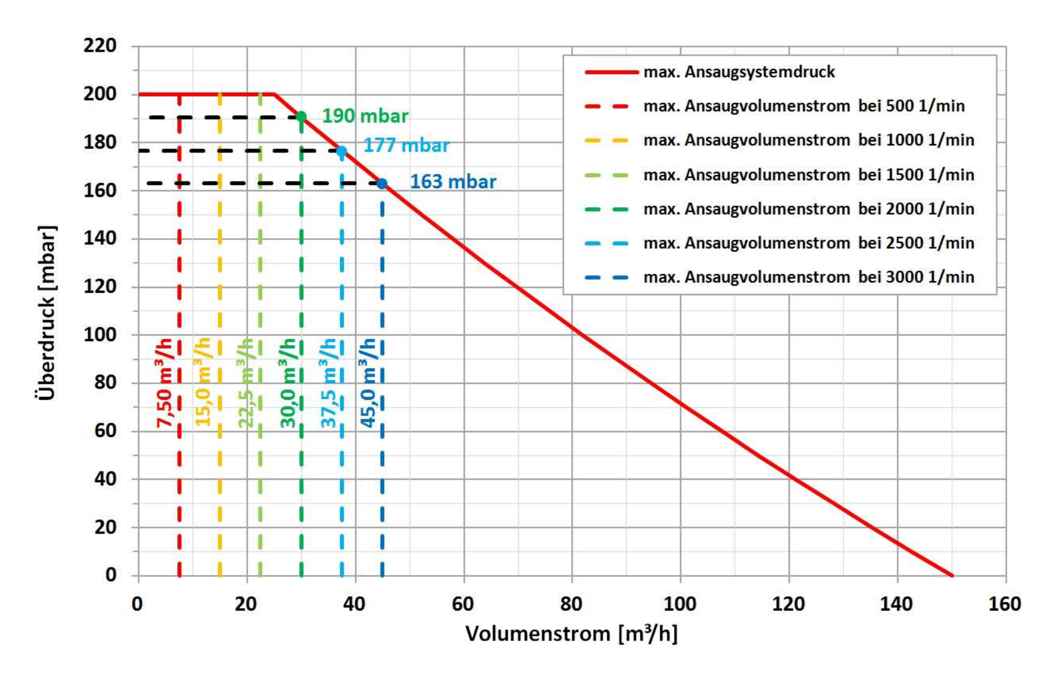


Abbildung E.1: Maximal realisierbare Überdrücke im Ansaugsystem in Abhängigkeit vom Ansaugvolumen (Alle Volumenstromangaben beziehen sich auf eine Temperatur von 20°C und den jeweiligen Überdruck + Umgebungsdruck)

Dämpfungseigenschaften von Luftkessel und Drosselklappe

Um Druckschwingungen im Ansaugsystem und einen hieraus resultierenden Einfluss auf die Messung des Ansaugvolumenstroms zu vermeiden, wird ein Luftkessel im Ansaugsystem verwendet (s. Abschnitt 5.5.4), dessen theoretisches Dämpfungsverhalten in Abbildung E.2 in Abhängigkeit von der Motordrehzahl dargestellt ist.

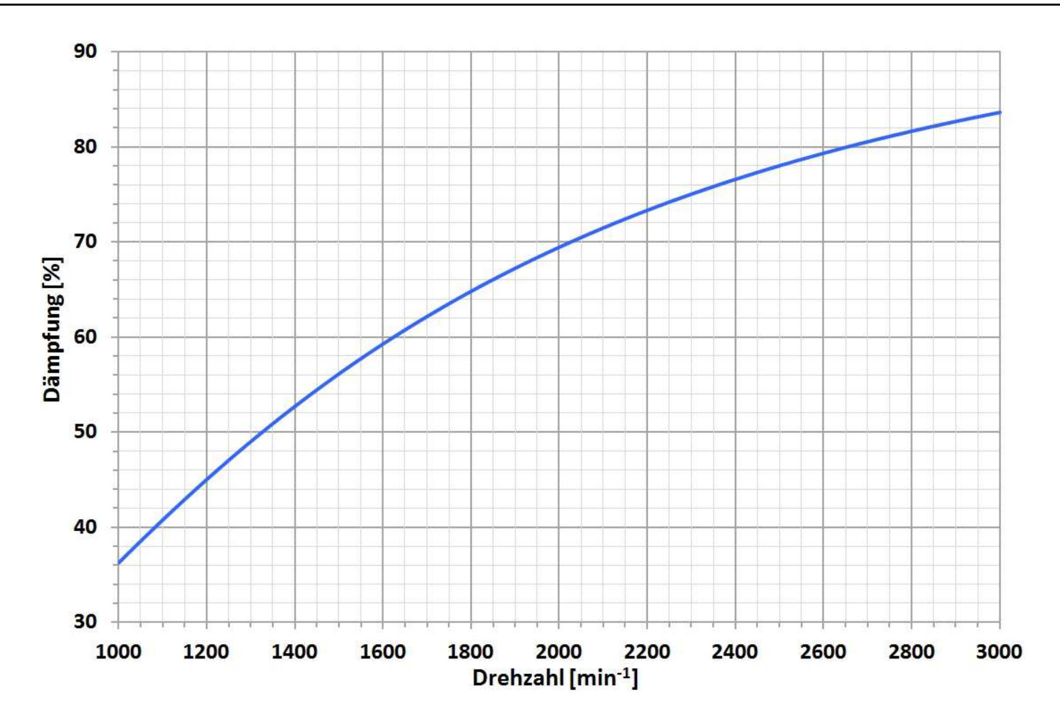


Abbildung E.2: Theoretische Dämpfung von Ansaugdruckstößen durch den Luftkessel

Da für das Dämpfungsverhalten des gesamten Ansaugsystems neben dem Luftkessel auch die Position der Drosselklappe eine wichtige Rolle spielt, wurde deren Einfluss anhand der Druckverläufe im Ansaugrohr untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung E.3 dargestellt. Zusammen mit der Dämpfung des Luftkessels ergeben sich für die verschiedenen Drosselklappenpositionen die in Abbildung E.4 dargestellten und im Luftkessel gemessenen Druckverläufe. Aus diesen Verläufen können wiederum die in Abbildung E.5 dargestellten maximalen positiven und negativen Abweichungen vom Mittelwert des Saugrohrdrucks bzw. des Luftkesseldrucks ermittelt werden. Der Einfluss der Drosselklappenposition auf den Ansaugrohrdruck sowie die Ansaugluftmenge ist in Abbildung E.6 dargestellt. Zusammenfassend ist festzustellen, dass der Betrieb des Motors bei einer Drosselklappenstellung von etwa 10% am Sinnvollsten ist, da hier eine gute Dämpfung erzielt wird und gleichzeitig nur ein verhältnismäßig geringer Einfluss auf Saugrohrdruck und Ansaugluftmenge zu verzeichnen ist (s. auch Abschnitte 5.5.4, 5.5.6 und 5.5.7).

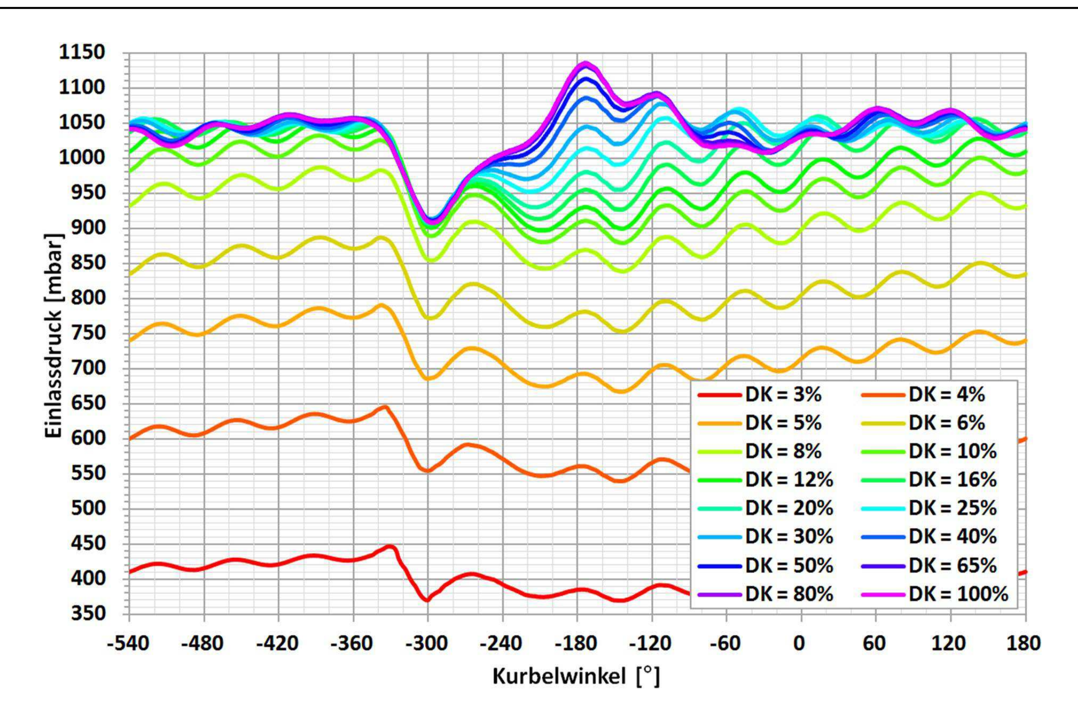


Abbildung E.3: Druckverläufe im Einlass (Saugrohr) für alle gemessenen Drosselklappenpositionen

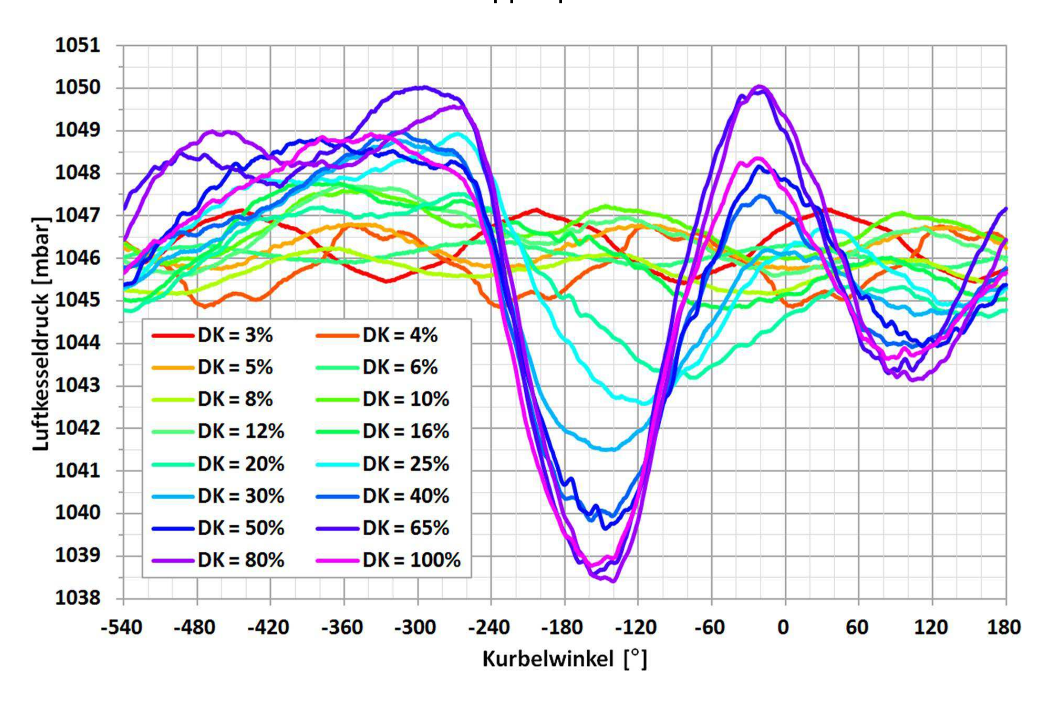


Abbildung E.4: Druckverläufe im Luftkessel für alle gemessenen Drosselklappenpositionen

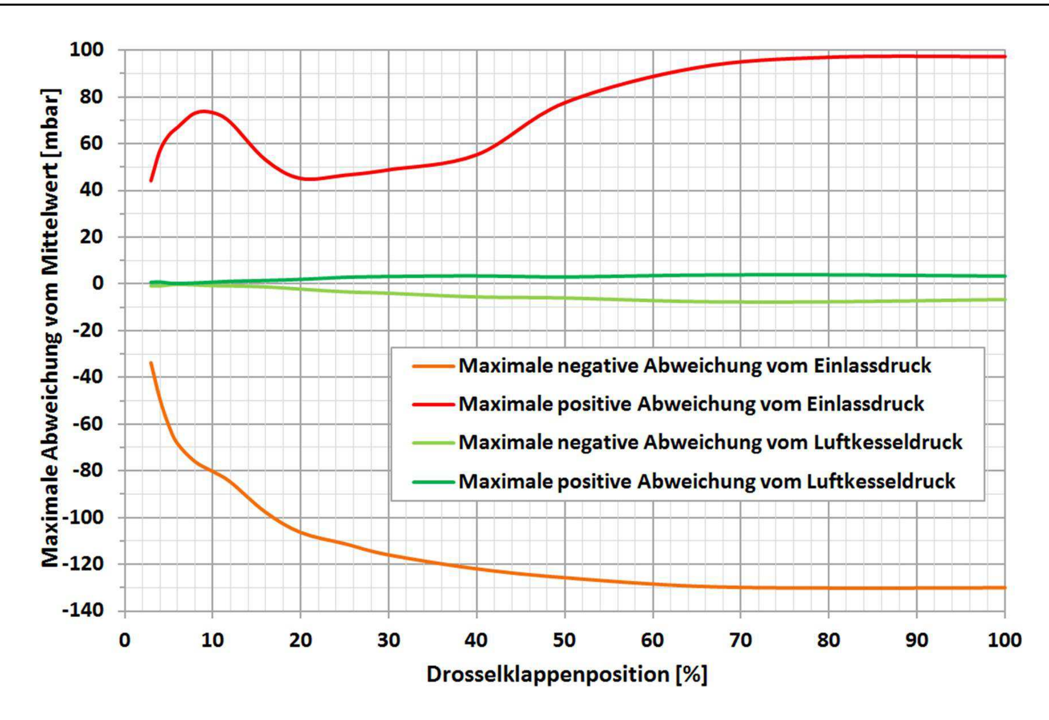


Abbildung E.5: Gegenüberstellung minimaler und maximaler Abweichungen vom Mittelwert des Ansaugdrucks bzw. des Luftkesseldrucks in Abhängigkeit von der Drosselklappenposition

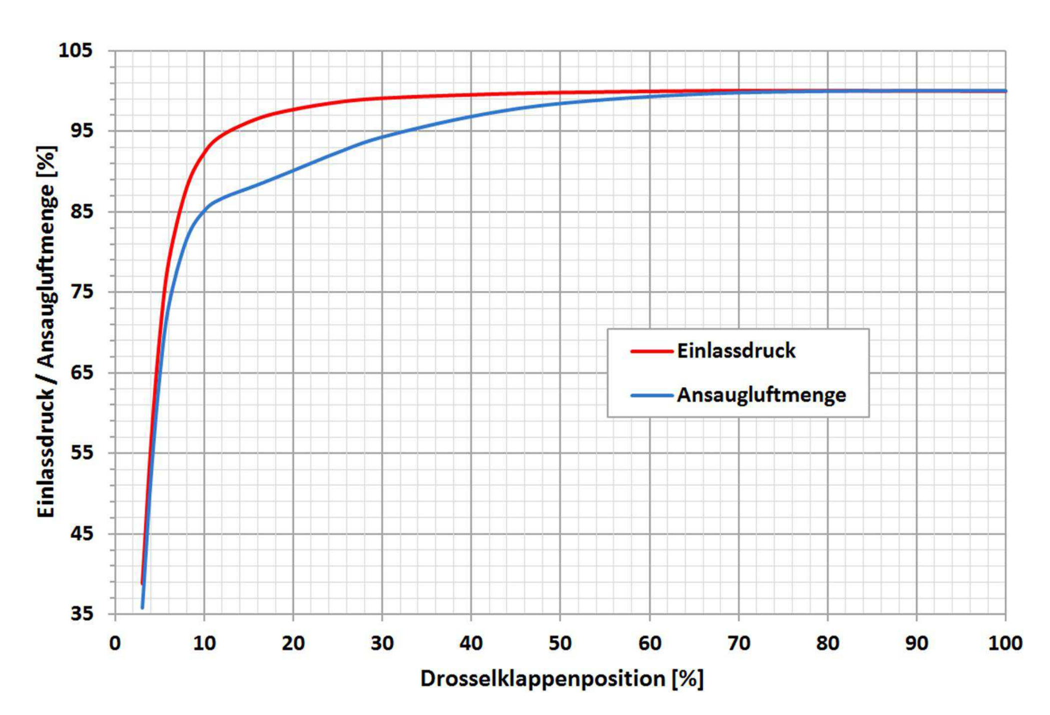


Abbildung E.6: Saugrohrdruck und Ansaugluftmenge in Abhängigkeit von der Drosselklappenposition

Anhang F

Motorparameter zur Genauigkeitsabschätzung der λ-Messung

Zur Abschätzung der Genauigkeit von λ-Messungen mit Hilfe der Lambdasonde und zur Bestimmung des Anteils unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas des optischen Motors wurden Messungen der Abgaszusammensetzung mit Hilfe des Abgasmessschranks bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten vorgenommen (s. Abschnitte 5.6.2 und 5.6.3). Die zugehörigen Betriebsparameter des optischen Motors sind in der nachfolgenden Tabelle F.1 zusammengefasst.

Tabelle F.1: Motorparameter der Versuche zur Genauigkeit der λ-Messungen und zur Messung der Abgaszusammensetzung mit Hilfe des Abgasmessschrankes

Motorparameter und Standard-Messwerte										
Drehzahl	[min^{-1}]	2000								
Kühlwassertemperatur	[°C]	60								
Einlassspreizung	[°KW]	100								
Auslassspreizung	[°KW]	80								
Einlassventilhub	[mm]	4								
Drosselklappenstellung	[%]	10								
Ansaugtemperatur	[°C]	27,5								
Ansaugluftmenge	[mg/Zyklus]	439	440	439	439	439	439	440	439	439
Einspritzzeitpunkt	[°KW]	–320	–310	–300	–290	–280	–270	–260	–250	–240
Einspritzmenge	[mg/ES]	23,5	23,2	22,9	23,0	23,0	22,6	22,5	22,6	21,8
Luftverhältnis (λ-Sonde)	[–]	1,25	1,27	1,28	1,28	1,28	1,30	1,31	1,30	1,35
Fremdzündzeitpunkt	[°KW]	–40								
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	2,8	2,7	2,8	2,8	2,8	2,3	1,8	1,8	1,6
50%-Umsatzpunkt	[°KW]	14,7	17,3	12,5	12,4	15,0	30,2	29,4	30,4	25,5
Abgastemperatur	[°C]	418	450	440	428	437	475	484	481	482
Abgasmesswerte und Berechnungsergebnisse										
Emission C_xH_y	[ppm/Zyklus]	2143	2054	1994	2017	2146	2104	2210	2181	5680
Restsauerstoffgehalt	[%]	6,3	6,4	6,5	6,5	6,8	7,1	7,9	7,8	7,9
ES-Menge Kalibriert	[mg/ES]	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3
Unverbr. Kraftstoffanteil	[%]	6,5	6,3	6,1	6,1	6,5	6,4	6,7	6,6	17,2
Luftverhältnis berechnet	[–]	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32	1,32

Kalibrierung der λ-Sonde

Zur Kalibrierung der λ-Sonde muss zunächst die Waschflasche des in Abbildung F.1 schematisch dargestellten Kalibriergeräts zu 2/3 mit Wasser befüllt werden (Vollentsalztes Wasser). Anschließend sollte optisch überprüft werden, ob die Berstmembran intakt ist. Ist diese geplatzt oder faltig, muss sie durch ein neues, möglichst glattes Stück handelsüblicher Alufolie (Dicke 0,010 bis 0,015 mm) ersetzt werden, indem ein größeres Stück zwischen die Flansche gelegt, von Hand geklemmt, der Überstand abgerissen und anschließend der Flansch verschraubt wird. Der Anschluss an das Abluftsystem kann mit Hilfe eines Reduzierflansches (KF40 auf 6 mm-Rohr) und eines Schlauches erfolgen. Die Versorgung mit den Kalibriergasen sollte vorbereitet werden, indem entsprechende Verbindungen zur Stickstoffleitung (Nullstrombereich), Pressluftleitung (magerer Messbereich) und zur Kalibriergasflasche (4,1% CO und 3,2% H_2 in N_2, fetter Messbereich) hergestellt werden (passende Leitungen sollten dem Kalibriergerät beiliegen). In allen Versorgungsleitungen ist ein Druckminderer anzubringen, der die Einstellung des Vordrucks auf maximal 1 bar zulässt. Abschließend ist die λ-Sonde zu installieren und an das λ-Meter anzuschließen.

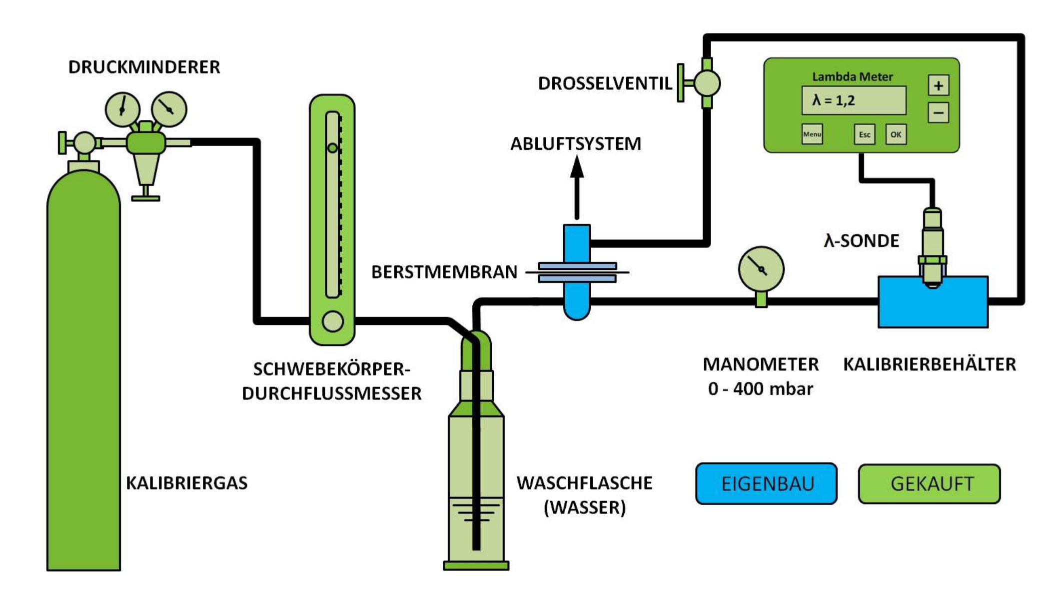


Abbildung F.1: Aufbau der λ-Sonden-Kalibriereinrichtung

Zur Einstellung des Gasflusses ist zunächst das Ventil am Schwebekörper-Durchflussmesser vollständig zu schließen und das Drosselventil vollständig zu öffnen. Nun wird das Ventil am Durchflussmesser vorsichtig geöffnet, bis sich ein Durchfluss von ca. 30 cm^3/s einstellt. Anschließend wird das Drosselventil langsam geschlossen, so dass sich der Systemdruck erhöht (der Durchfluss am Durchflussmesser sinkt unterdessen). Durch gleichzeitiges weiteres Öffnen des Durchflussmesserventils und langsames Schließen des Drosselventils muss nun der Durchfluss auf ca. 30 cm^3/s und der Systemüberdruck auf ca. 100 mbar eingestellt werden. Baut sich kein Überdruck auf, ist mit hoher Wahrscheinlichkeit die Berstmemb-

ran defekt und muss ersetzt werden (s.o.). Nach Einstellen der Anlage sollte noch ca. 2 min gewartet werden, bis mit der Einstellung des λ-Meters gemäß des Gerätehandbuchs [88] begonnen wird, um alle Verunreinigungen aus dem System zu spülen. Ist das λ-Meter für den ersten Messbereich abgeglichen, wird der Gasfluss durch Schließen des Durchflussmesserventils gestoppt und das Gas gewechselt. Das weitere Vorgehen ist für die beiden verbleibenden Referenzgase identisch zum Vorgehen für das erste Gas.

Nach Abschluss der Kalibrierung sollte die Waschflasche entleert und das System ca. 24 h offen stehen gelassen werden, um Wasserrückstände zu verdunsten und so Korrosion vorzubeugen.

Anhang G

Beleuchtete Einstellvorrichtung für endoskopische Messungen

Bei der Durchführung endoskopischer Messungen mit senkrechtem Lichtschnitt ist es notwendig, die optischen Elemente des Beobachtungsendoskops im eingebauten Zustand bei geschlossenem Brennraum so einzurichten, dass eine scharfe Abbildung der Lichtschnittebene entsteht. Außerdem ist es notwendig, zum Entzerren der Bilder in der Bildnachbearbeitung ein Muster mit definierter Struktur (z.B. Kreuz- oder Punktraster mit gleichmäßigen Abständen) aufzunehmen mit dessen Hilfe eine Entzerrungsmatrix berechnet und auf alle Bilder angewendet werden kann.

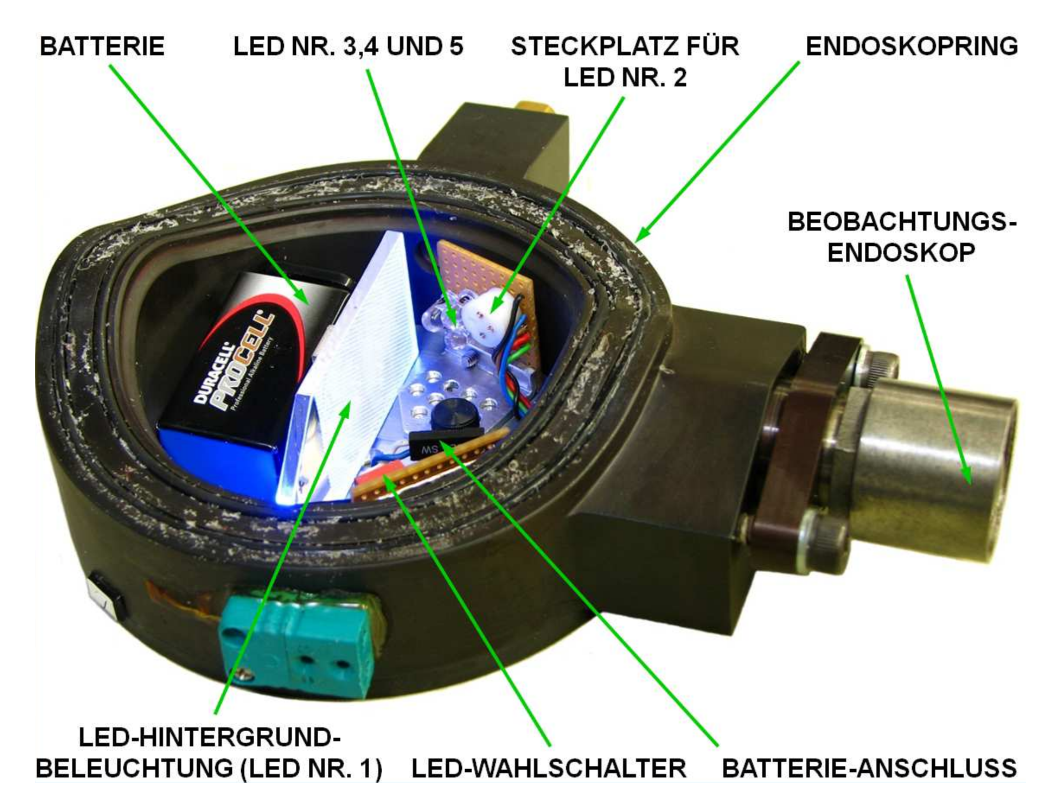


Abbildung G.1: Beleuchtete Einstellvorrichtung für endoskopische Messungen

Um diese Arbeiten einfach durchführen zu können, wurde die in Abbildung G.1 gezeigte Vorrichtung entwickelt, mit deren Hilfe ein Raster im geschlossenen Brennraum in der Lichtschnittebene positioniert und mit Licht verschiedener Wellenlängen, je nach verwendeten optischen Komponenten bzw. zu messender Spezies, beleuchtet werden kann. Hierzu werden verschiedene LED-Leuchtmittel verwendet, die auf Platinen zusammen mit dem Raster und der Spannungsversorgung (9 V-Batterie) wie in Abbildung G.1 gezeigt auf einer gemeinsamen Basisplatte montiert werden können. Der Durchmesser der Basisplatte entspricht dem Bohrungsdurchmesser, wodurch die genaue Positionierung im Brennraum erleichtert wird. Die verschiedenen Leuchtmittel können einzeln durch einen Wahlschalter aktiviert wer-

den. Die technischen Daten der verwendeten Leuchtmittel sind in Tabelle G.1 aufgelistet. Alternativ zur Verwendung der eingebauten Beleuchtung kann die Vorrichtung auch nur zur Positionierung des Rasters verwendet und die Beleuchtung mit Hilfe des Beleuchtungsendoskops und des Lasers durch Nutzung von Streulicht erfolgen.

Tabelle G.1: Technische Daten der verwendeten Leuchtmittel der beleuchteten Einstellvorrichtung für endoskopische Messungen

1	**LED-Hintergrundbeleuchtung (Blau)**		
465–470 nm	U = 3,4 V	I = 20 mA	R_V = 280 Ω
Conrad Elektronik Best. Nr.: 183747			
2	**Spezial UV-LED**		
310 nm	U = 6,5 V	I = 20 mA	R_V = 125 Ω
Conrad Elektronik Best. Nr.: 180353			
3	**UV-LED (2 Stück)**		
400–405 nm	U = 3,5 V	I = 20 mA	R_V = 100 Ω
Conrad Elektronik Best. Nr.: 160000			
4	**Weiße LED (2 Stück)**		
Breitbandig	U = 3,6 V	I = 20 mA	R_V = 90 Ω
Conrad Elektronik Best. Nr.: 180000			
5	**Grüne LED (2 Stück)**		
520 nm	U = 4,0 V	I = 30 mA	R_V = 33 Ω
Conrad Elektronik Best. Nr.: 180768			
U: Betriebsspannung	**I: Betriebsstrom**	**R_V: Vorwiderstand**	